

# RASSEGNA TECNICA

*La "Rassegna tecnica", vuole essere una libera tribuna di idee e, se del caso, saranno graditi chiarimenti in contraddittorio; pertanto le opinioni ed i giudizi espressi negli articoli e nelle rubriche fisse non impegnano in alcun modo la Società degli Ingegneri e degli Architetti in Torino*

IL PRESENTE FASCICOLO DA PAG. 307 A PAG. 540 CONTIENE ARTICOLI SULLE **MACCHINE TERMICHE** DEDICATI DA COLLABORATORI E DISCEPOLI AL PROF. **ANTONIO CAPETTI** PER IL SUO SETTANTESIMO ANNO

SUDDIVISIONE DEL FASCICOLO: PARTE I: MOTORI PER AEROMOBILI — PARTE II: MOTORI ALTERNATIVI A COMBUSTIONE INTERNA — PARTE III: TURBINE A GAS — PARTE IV: COMPRESSORI DI GAS — PARTE V: COMBUSTIBILI E LUBRIFICANTI — PARTE VI: IMPIANTI A VAPORE E NUCLEARI

## MOTORI PER AEROMOBILI

*Ad Antonio Capetti*

### Appunti per una storia del motore aeronautico in Italia

*FEDERICO FILIPPI illustra nelle sue linee essenziali la storia e lo sviluppo del motore d'aviazione italiano nel periodo dal 1908 al 1948. Mentre infatti la storia degli aerei ha sempre avuto molti cultori, sia in Italia che all'estero, quella dei loro motori, pur così affascinante nei suoi riflessi tecnici ed anche umani, è stata trascurata quasi totalmente. Così gli eventi bellici e l'incuria degli uomini hanno distrutto gran parte della documentazione originale e le notizie dell'epoca non danno eccessivo affidamento essendo sovente artefatte a scopo di propaganda. Non è quindi stato possibile controllare tutte le notizie e le caratteristiche qui riportate; si spera comunque che questo studio possa servire come base per successivi approfondimenti e per una miglior conoscenza di un capitolo estremamente interessante della storia della tecnica e dell'industria italiana.*

#### 1) 1908-1915 (1).

Il primo volo in Italia venne compiuto dall'aviatore francese Delagrange — su biplano Voisin munito di un motore Antoinette da 50 CV (desiderati) e del rispettabile peso di 3 kg/CV — a Roma il 18 maggio 1908. Il primo aviatore italiano fu il Ten. Calderara che volò nell'aprile dell'anno successivo, su un biplano Wright munito di motore Barrigaud et Marre da 25/30 CV, ma per trovare un motore aeronautico di costruzione italiana occorre attendere fino al giugno del 1909 quando iniziarono, sul campo di Venaria Reale, le prove del triplano SPA-Faccioli (2).

L'Ing. Aristide Faccioli, collaboratore tecnico della SPA, era un valente tecnico sia nel campo automobilistico che in quello aeronautico; sin dal 1895 aveva pubblicato un trattato: « Teoria del volo e della navigazione aerea », in cui, con un buonsenso raro per quell'epoca, aveva giustamente delineato le caratteristiche del motore necessario per l'aviazione: a benzina, a quattro tempi, veloce, con elevato numero di cilindri. A

sostegno delle sue teorie aveva costruito un modello di motore della potenza di 1 CV e del peso di « soli » 30 kg (i motori « leggeri » di quegli anni pesavano intorno a 60 kg/CV). Nello stesso volume era descritto, del resto, quello che fu poi il motore montato sul triplano: a cilindri orizzontali con due stantuffi opposti agenti su due separati alberi a gomito, posti alle due estremità dei cilindri, in modo da assicurare l'equilibramento e poter comandare direttamente due eliche controrotanti. Il triplano eseguì qualche salto nell'agosto 1909 ma venne distrutto prima di poter compiere un vero e proprio volo. Il motore aveva però dato buoni risultati (nonostante il peso di 3 kg/CV) tanto è vero che l'Ing. Faccioli conservò la stessa architettura di base nel motore destinato al suo secondo prototipo: un biplano derivato dallo sfortunato triplano, e nei motori successivi in cui però i cilindri, anziché giacere nel medesimo piano, erano disposti secondo i lati di un rombo molto schiacciato, conservando un'unica camera di combustione per coppia.

Frattanto i voli di Delagrange e dei fratelli Wright (che erano venuti a Roma nel 1909) avevano destato l'entusiasmo degli appassionati del volo in Italia e ovun-

que si assisté ad una fioritura di progetti di aerei e motori.

Al Circuito di Brescia del settembre 1909, prima vera manifestazione aeronautica organizzata in Italia, oltre a piloti e aeroplani stranieri con motori americani o francesi, erano iscritti 4 aerei con motori di costruzione italiana (oltre al Triplano SPA-Faccioli che non partecipò essendo andato distrutto il mese prima):

- Biplano Cobianchi, di Mario Cobianchi: motore Miller 100 CV;
- Biplano Wright, di Mario Calderara: motore Rebus 30 CV;
- Biplano Voisin-A.V.I.S., di Umberto Cagno: motore Itala 60 CV;
- Monoplano Miller, di Francesco Da Zara: motore Miller 50 CV.

I motori (e gli aeroplani) Miller erano costruiti a Torino dal messinese Ing. Franz Miller in quella che si può definire la prima officina italiana di costruzioni aeronautiche e dalla quale uscirono, tra gli altri, alcuni dei più audaci prototipi dell'epoca: l'elicoplano Cobianchi, poi disinvoltamente trasformato in biplano (sic!), l'orнитотtero Fuseri, l'« aerocurvo » Miller ecc.

(1) I dati relativi ai motori di questo periodo sono raccolti in Tab. 1.

(2) Vedasi Nota A).

A tanta passione non corrispondevano però i risultati: a Brescia il monoplano Miller non si staccò dal suolo mentre il mostruoso (per l'epoca) motore a 9 cilindri a stella, con albero verticale, installato sul Cobiachi si limitò a fare, secondo le cronache, un fracasso infernale per tutti i giorni della manifestazione, senza però che la macchina si alzasse. Il che molto probabilmente fu un bene per il suo pilota visto che, durante le prove, era necessario proteggerlo con un sempre maggior numero di fogli d'amianto per evitare che il motore, sul quale egli era seduto, gli provocasse troppo gravi ustioni.

Il motore Itala con riduttore montato su biplano di Cagno, motore derivato da quelli delle autovetture della medesima Casa, « piantò » al primo volo con conseguente demolizione dell'aereo o, come allora si diceva, « fece cerini ». Un motore di questo tipo aveva però già partecipato, il mese precedente, al circuito di Rheims, installato sul biplano Voisin dell'aviatore Fournier.

Grande impressione fece invece il motore Rebus poiché Calderara riportò il 2° posto, dietro l'americano Glenn Curtiss, trasportò in volo D'Annunzio, vinse il premio per il primo chilometro volato da un aviatore italiano, senza che il motore mai lo tradisse.

Il « Rebus » era stato disegnato e costruito da Enrico Restelli, noto corridore automobilista, che aveva installato a Milano una piccola officina insieme all'amico Buzio; era un motore di netta derivazione automobilistica: quattro cilindri verticali allineati, refrigerazione ad acqua con camicie riportate, valvole laterali. Ad una discreta leggerezza (3 kg/CV) univa una grande (per il tempo) sicurezza di funzionamento e semplicità costruttiva.

Intanto andava delineandosi quella che sarebbe divenuta la nostra industria aeromotoristica; nel novembre 1909 venivano esposti a Milano, alla 1ª Esposizione di Aviazione, i seguenti motori:

- FIAT SA 8/75: 50/60 CV (già esposto al Salone di Parigi dell'anno precedente);
- FIAT S 53 A: 65/80 CV, per dirigibili;

- Isotta Fraschini M 1: 55/60 CV;
- Bianchi 70/100 CV, per dirigibili;
- Rebus 55/60 CV;
- Masiero « Ercole »: 35/45 CV;
- Colorni 35/40 CV.

di molto pesanti, o di costruzioni che poi non ebbero seguito (Rebus, Masiero, Colorni).

È interessante confrontare le caratteristiche di questi primi motori italiani con quelle dei migliori motori esposti al Salone di Parigi del medesimo anno:

SALONE	PARIGI 1909				TORINO 1909		
	Motore	E.N.V.	E.N.V.	Renault	Clerget	FIAT SA	I.F.MI
n. cilindri	8	8	4	4	8	8	4
cilindr. tot. dm <sup>3</sup>	4.2	7.6	3.2	4.5	3.6	6.0	6.7
giri/l'	1600	1100	1800	1650	2000	1800	1500
CV/dm <sup>3</sup>	10	8	8	10.1	13.9	10	9
kg/CV	1.67	2.17	4	1.44	1.6	2.08	1.83

Tutti vennero premiati: Gran Premio alla FIAT, diploma d'onore a Restelli, medaglia d'oro a tutti gli altri, tranne che a Colorni che dovette accontentarsi di una medaglia d'argento; le cronache non dicono perché.

Il motore FIAT SA 8/75 (fig. 1), il primo costruito per l'aeronautica dalla nostra massima industria motoristica, era di progettazione tipicamente « aviatoria », sul tipo dei Renault che allora erano molto in voga: 8 cilindri a V, refrigerati ad aria con ventilatore, riduttore con rapporto 2 : 1 per il comando dell'elica e della distribuzione, cilindri in ghisa con testate in bronzo fissati al basamento mediante prigionieri, bielle con antifrizione colato direttamente entro la testa, lubrificazione a sbattimento ad eccezione del supporto centrale di banco per il quale era forzata.

L'Isotta Fraschini M-1, disegnato da Giustino Cattaneo, aveva anch'esso 8 cilindri a V ma apparteneva al tipo concorrente refrigerato ad acqua (motori E.N.V., Antoinette ecc.). I cilindri erano riuniti a coppie da un'unica camicia (tipo di costruzione che si mantenne a lungo nella produzione Isotta), valvole di aspirazione in testa, di scarico laterali, lubrificazione forzata dell'albero a gomito, riduttore a ingranaggi di rapporto 1/2 per il comando della elica.

Gli altri motori erano meno interessanti trattandosi o di modelli derivati da motori di autovettura (FIAT S 53 A, Bianchi) e quin-

di molto pesanti, o di costruzioni che poi non ebbero seguito (Rebus, Masiero, Colorni).

Purtroppo il motore FIAT non ebbe seguito e la FIAT limitò la sua produzione degli anni seguenti (con una sola eccezione di cui si dirà più sotto) a motori per dirigibili derivati da motori auto con 4 cilindri in linea. Si ebbero così:

- il motore S 53 A, già citato: cilindri riuniti in monoblocco, ausiliari montati su cuscinetti a sfere, distribuzione chiusa in carter, valvole di aspirazione con sede a gabbia riportata; usato sul dirigibile Forlanini;
- il motore S 54 A, derivato dal precedente, che fu montato nel 1912 a coppie (fig. 2) sui dirigibili militari tipo « P » (= piccolo) P4 e P5, usati nella Grande Guerra, e, nel 1911, sul dirigibile tedesco Ruthemberg;
- il motore S 71 A installato nel 1910 sull'idroplano Forlanini;
- il motore S 76 A (190 mm di alesaggio e 250 mm di corsa!) (fig. 3) installato a coppie sul dirigibile M 1 (= medio) del 1912;
- il D-16 per un altro dirigibile Forlanini, unico ad avere 6 cilindri in linea; ricavato dal motore « 16 » per autovettura avrebbe anche dovuto equipaggiare i dirigibile tipo M.

Il motore Isotta M-1 venne montato nel 1910 su di un biplano Voisin-A.V.I.S.; « fece cerini » al pri-

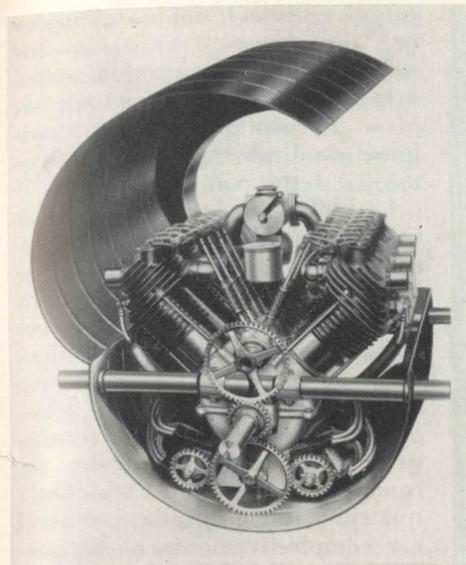


Fig. 1 - Il primo motore aeronautico FIAT SA 8/75 (1908): 50 CV a 2000 g/l'. (Foto FIAT)

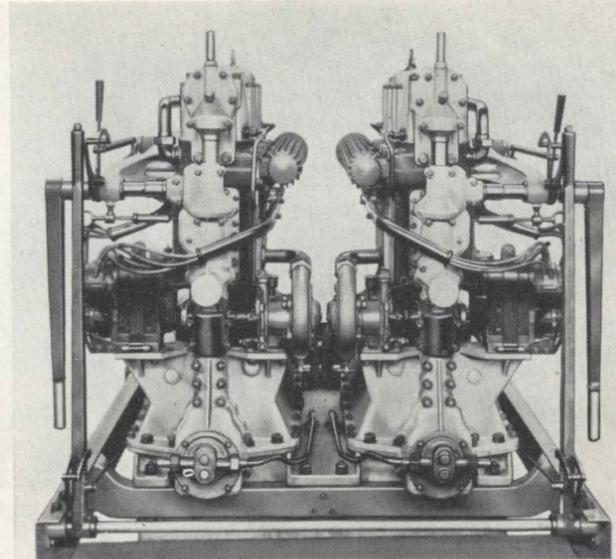


Fig. 2 - Coppia di motori FIAT S54A (1911) per i dirigibili P4 e P5: 2x60 CV a 1200 g/l'. (Foto FIAT)

mo volo ma poi funzionò regolarmente.

Come la FIAT però anche la Isotta Fraschini si dedicò ai motori per dirigibili, per i quali vi era un pur piccolo mercato militare, con la serie V (= « veloce »): V 1 per il dirigibile Forlanini « Città di Milano », V 2, V 3, tutti di derivazione automobilistica.

Il V 1 fu il primo motore a superare una « lunga prova » di 24

ore di funzionamento a pieno gas, fatto che fece sensazione.

Per assistere al primo volo di un aereo italiano con motore italiano occorre però attendere sino al 22 febbraio 1910 quando il biplano SPA-Faccioli, con motore SPA-Faccioli 35 CV, e pilotato dal figlio del progettista si staccò finalmente definitivamente da terra alla presenza, immaneabile, di D'Annunzio.

Tale aereo venne poi addirittura acquistato dalla Russia e fu così anche la prima esportazione italiana di materiale aeronautico.

Seguirono i voli dei primi Caproni: il Ca-1 con motore Miller 25/30 CV, il Ca-2 con motore Rebus 30/35 CV ecc.

Sul finire del 1910 però l'ondata di entusiasmo del 1908-1909 si andava estinguendo: le difficoltà incontrate avevano scoraggiato gli

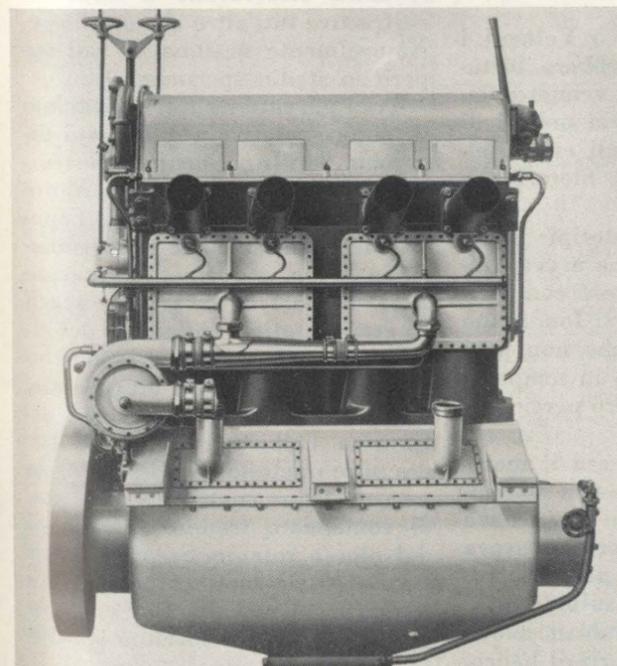


Fig. 3 - Motore FIAT S76A per il dirigibile M1: 300 CV a 1200 g/l'. Ogni cilindro aveva una cilindrata di più di 5 litri e mezzo.

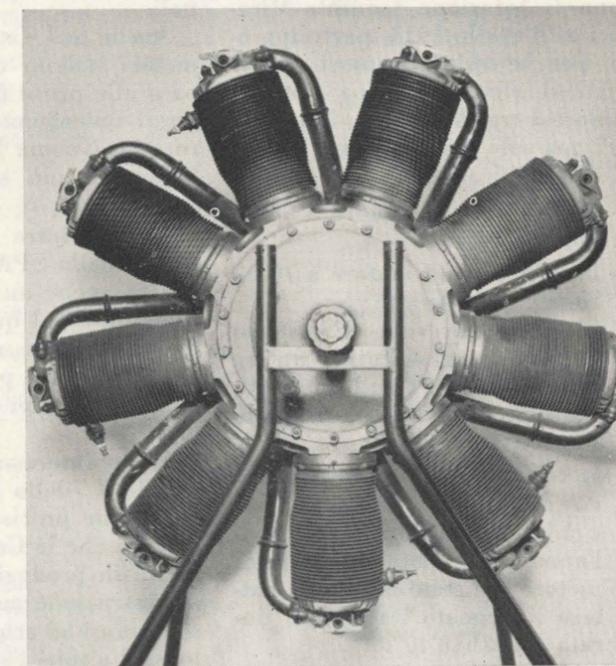


Fig. 4 - Motore rotativo Le Rhône 110 CV (1913) costruito a Torino dalla Società italiana motori Gnome e Rhône. (Foto Ist. Macchine)

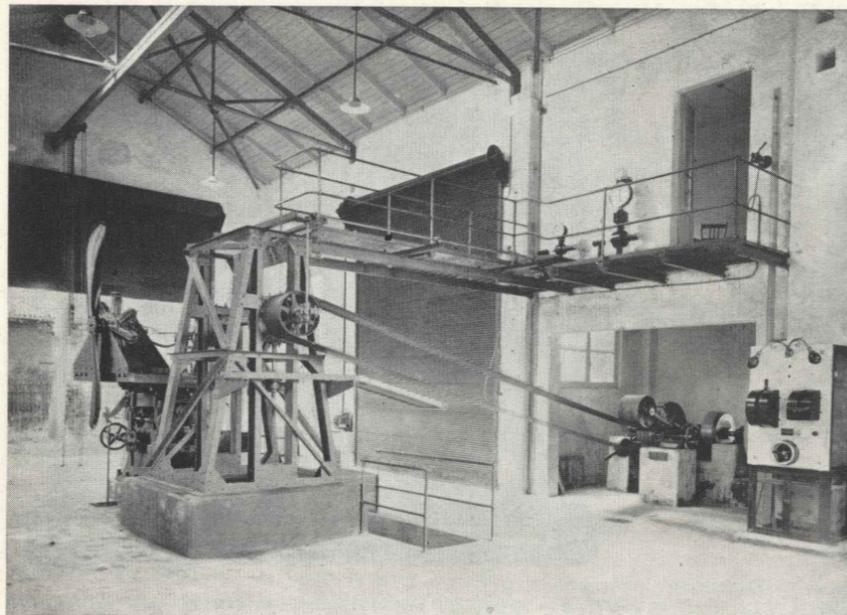


Fig. 5 - Il Laboratorio per le prove dei motori leggeri del Politecnico di Torino nel 1913: è visibile il banco dinamometrico Anastasi e la trasmissione di comando per l'elica destinata a simulare il vento relativo.

(Foto Lab. Aeronautica)

inventori, la presenza sul mercato di ottimi motori esteri Anzani, Gnome e Le Rhône (fig. 4), (costruiti poi su licenza a Torino dalla Società italiana motori Gnome e Rhône, fondata nel 1912 dall'Ing. Maffei) scoraggiava la nostra nascente industria e non consentiva margini economici alle officine artigianali.

Così al 1° Concorso Militare Italiano di Aviazione, tenuto a Mirafiori nell'aprile 1913, parteciparono, per la sezione motori (per i quali si richiedeva una potenza compresa tra 60 e 80 CV) 7 costruttori, ma solo 3 superarono le prove di qualificazione:

— la FIAT con il motore S 56 da 70/80 CV;

— la SPA con un motore a 10 cilindri, tipo Anzani; in quanto avevano dimostrato di poter funzionare per un'ora in volo: il FIAT su biplano M. Farman, lo SPA su monoplano Robba;

— la LUCT con un motore rotativo da 80 CV, ammessa per « chiara fama » in quanto nell'anno precedente un analogo motore era stato usato per battere il primato italiano di durata con 2h18'40".

Il Concorso Motori non ebbe nessun vincitore in quanto la Com-

missione stabili che « nulla di particolarmente interessante era stato presentato », affermazione giustificata dal fatto che allora nessuno si rendeva conto della necessità di una industria aeromotoristica italiana e quindi le Autorità Militari trovavano molto più conveniente acquistare motori esteri già noti e provati piuttosto che attendere la messa a punto di motori nazionali.

Anche nel Concorso Velivoli i motori italiani non ebbero fortuna e alle prove finali vennero ammessi unicamente aerei muniti di rotativi Gnome i quali erano, all'epoca, i più sicuri motori esistenti.

Anche i tre prototipi della FIAT, della SPA (che aveva preparato anche un motore con 8 cilindri a V sul quale si fondavano molte speranze ma che non poté essere messo a punto in tempo) e della LUCT non ebbero perciò sviluppi.

Molto interessante era il motore FIAT (dello SPA non si hanno notizie precise) che si scostava dai tipi che la Casa torinese aveva allora in produzione per adottare la costruzione con 8 cilindri a V refrigerati ad acqua, lubrificazione forzata a tutti i supporti di banco, quattro valvole per cilindro di cui quelle di aspirazione con sede a

gabbia riportata, doppia accensione<sup>(3)</sup>, carburatore riscaldato installato nel V formato dai cilindri. Venne montato su di un biplano Farman modello 1913, pilotato da Umberto Cagno ma, come si è detto, non ebbe fortuna.

La LUCT (Ladetto, Ubertalli & Cavalchini) era una Ditta Torinese che si specializzò nella costruzione di motori rotativi, tipo in genere trascurato dai nostri costruttori e invece molto in voga in Francia. Ne costruì una serie da 50 a 100 CV, con 7 o 9 cilindri, 2 valvole per cilindro comandate da un unico eccentrico secondo un brevetto Cavalchini; qualcuno venne installato su aerei ma, complessivamente, anche questi motori non ebbero grande diffusione.

Il Concorso del 1913 è però importante perché da esso trasse origine il primo Laboratorio italiano per la prova dei motori. Già dal 1912 infatti il Prof. Modesto Panetti aveva ottenuto che venisse installato presso il Politecnico di Torino (al Castello del Valentino) il Laboratorio per la prova dei motori leggeri (fig. 5) nel quale vennero provati tutti i motori partecipanti al Concorso stesso.

In questo periodo, come del resto in tutte le nazioni, anche in Italia si videro dei motori che, nel tentativo di realizzare bassi pesi specifici, ricorrevano a soluzioni costruttive tutt'altro che ortodosse. Naturalmente nessuno di essi superò lo stadio sperimentale.

Tra i più interessanti ricordiamo il motore rotativo a due tempi disegnato dall'Ing. Garuffa e costruito a Torino dal « Sindacato Motori del Po », esposto alla IV Esposizione Internazionale di Locomozione Aerea, a Torino, nel maggio 1914. Le luci di lavaggio e scarico erano praticate alla base del cilindro, il cielo dello stantuffo comportava un deflettore tangenziale, l'aria di lavaggio era inviata, attraverso l'albero cavo nel quale era pure iniettato il carburante, da un ventilatore centrifugo a tre stadi comandato tramite ingranaggi dal blocco rotante. Secondo il costruttore tale motore forniva una settantina di cavalli, con un peso di 1,35 kg/CV e consumo specifi-

<sup>(3)</sup> Già sperimentata in Italia sul motore Miller 50 CV del 1908.

co (benzina + 10% olio) dell'ordine di 300 g/CVh. Se tali dati fossero veri rappresenterebbero un risultato notevole per un motore a due tempi del 1913!

Pure rotativo era il motore FIMA (probabilmente costruito dalla LUCT) (fig. 6) che però si distingueva per essere a 6 tempi; per migliorare la refrigerazione e il riempimento del cilindro si avevano infatti anche una fase di lavaggio con aria pura e di espulsione dell'aria e gas residui.

Né poteva mancare il predecessore del moderno motore rotante

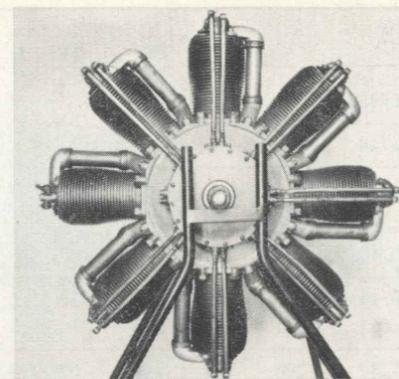


Fig. 6 - Motore rotativo FIMA (LUCT?) 80 CV, a 6 tempi. (Foto Ist. Macchine)

Wankel: venne disegnato dall'Ing. Tasca sotto il nome M.I.R.T. (non è dato sapere però se fu costruito e provato). Era del tipo ad eccentrico interno fisso e tamburo esterno rotante con tre palette radiali premute da molle; l'introduzione della miscela carburata avveniva attraverso luci praticate nell'eccentrico fisso, lo scarico attraverso l'albero cavo dell'elica. Avrebbe dovuto fornire la rispettabile potenza di 200 CV con un peso specifico di 0,9 kg/CV ma ebbe lo stesso triste destino di tanti motori rotanti consimili.

TABELLA 1

MOTORI ITALIANI DEL PERIODO 1908-1915

(Per i motori FIAT, ITALIA, GABARDINI, SPA, vedasi Tabella 2)

COSTRUTTORE	Anno	P CV	n g/l'	c mm	Ø mm	G kg	n. cil.	Refr.	NOTE	
BAULINO (Brescia)	1909		1300	60	75		8	a	stellare, valv. asp. automatiche	
	1909	100	1300	90	120	120				
BERTOLOTTI (Torino)	1910	16/18					2	a		
BIANCHI S.p.A. (Milano)	1909	20/30		130	110	200	4		dirigibili	
	1909	70/100		160	130	360	4		dirigibili	
BUZIO (Milano)	1910	40/45					4		in linea	
CAPRONI (Vizzola Ticino)	1911	35/40		130	105	55	3	a	stellare	
	1912	50/60		130	105	80	6	a	stellare	
	1912	120		150	105		12	a	stellare	
CHIRIBIRI (Torino)	1910	25		130	100	70	2	a	cil. opposti	
	1911	35/40		130	102		4	l	in linea, carter e blocco cil. in alluminio	
	1912	50		145	102		4	l	in linea	
	1912	60		145	90		8	a	in linea	
	1912	80		145	102		8	a	in linea su due file	
	1912	80/100		170	131	140	4	l	in linea, dirigibili	
« J-1 »	1915	120	1200	170	112	150	9	a	rotativo, Le Rhone su licenza	
COLOMBARO (Romanzacco)	1911	55					4		in linea	
COLORNI (Mantova)	1909	35/40		105	87	97	8	l		
	1910	40/50	2000			115			bimotore per biplani Wright	
	1912	70				150	4	l	in linea, dirigibili	
CORBELLA (Milano)	1910	45/50					4		in linea	
	1910	35	1100			60	3	a	stellare	
	1910	70					7	a	stellare	
FIMA (Torino)	1912	80	1100	150	118	123	8	a	rotativo, 6T	
GARUFFA (Torino)	1910	50/55	1000	130	112	104	6	a	rotativo, 2T, prototipo, compr. bistadio	
	« Po »	1913	70/75	1000	130	112	104	6	a	rotativo, 2T
GIBUS (Milano)	1910	35/38					5		a ventaglio	
HELIOS (Milano)	1910	35					4	l	in linea	
	1910	50/60					4	l	in linea	
	1910	90					4	l	in linea	
LUCT (Torino)	1912	60/65					7	a	rotativo	
	« B »	1913	50	1200	120	110	7	a	rotativo	
	« C »	1913	80	1200	140	115	110	9	a	rotativo
	« E »	1913	80	1200	150	125	90	7	a	rotativo
	« F »	1913	100	1200	150	125	135	9	a	rotativo

P=potenza massima; n=velocità angolare corrispondente; c=corsa; Ø=diametro; G=peso. Refrigerazione: a=ad aria; l=ad acqua.

(segue)

COSTRUTTORE	Anno	P CV	n g/l'	c mm	Ø mm	G kg	n. cil.	Refr.	NOTE	
MARCHETTI (Roma)	1910	30/35					4	l	a X	
MASIERO (Milano)	« Ercole »	1909	35/40				4			
MILLER (Torino)	1908	100					9	a	stellare, albero verticale	
	1908	50	1100	120	120	100	4	a	in linea, doppia acc., valvole conassiche	
	1910	30/35		130	100	60	4	a	radiale, acc. a batteria	
MONTEGNACCO	1909	40/45		130	125	110	4	l	in linea	
MONTEGNACCO-CORBETTA	1911	65	1200	130	115		7	a	rotativo	
NAEF (Milano)	« Rex »	1909	25/30	1200	130	100	60	4	l	in linea
	1909	40/50	1200	140	120	95	4	l	in linea	
	1909	80	1200	140	120	130	8	l	a V	
	1909	100	1200	170	130	150	8	l	a V	
	1910	50/60					4	l	in linea	
REBUS (Milano)	1909	30/35	1500	125	115	90	4	l	in linea	
	1909	55/60	1500	130	120	110	4	l	in linea	
	1909	70					4	l	in linea	
	1911	35/40					4	l	in linea	
RESELLI (Milano)	1910	60/65					4	a	a V, a doppio effetto	
SACCHI (Milano)	1910	35/40					4			
S.A.M.L. (Milano)	« Actos »	1912	70/80				4	l	in linea	
	1913	100		140	140		4	l	in linea	
TASCA	« MIRT »	1913	200		600	180			rotante	
	1913	55/60					4		in linea	

P=potenza massima; n=velocità angolare corrispondente; c=corsa; Ø=diametro; G=peso.  
Refrigerazione: a=ad aria; l=ad acqua.

## 2) 1915-1925 (4).

Allo scoppio della I Guerra Mondiale l'industria aeronautica italiana, e in particolare quella motoristica, praticamente non esisteva. Tanto più notevole appare quindi lo sforzo fatto durante gli anni del conflitto quando, partendo quasi dal nulla, vennero prodotti:

- nel 1915: 606 motori;
  - nel 1916: 2248 motori;
  - nel 1917: 6726 motori;
  - nel 1918: 14.280 motori;
- per un totale di 24.400 unità.

Per sopperire alle sue necessità belliche l'Aeronautica militare si rivolse da un lato alle maggiori industrie automobilistiche che, avendo già accumulato una certa esperienza nel periodo precedente, furono in grado di mettere a pun-

(4) Le principali caratteristiche dei motori di questo periodo, e dei successivi, sono raccolte in Tab. 2.

to e costruire in grande serie motori di concezione originale; dall'altro incaricò molte industrie, piccole o medie, di costruire su licenza motori alleati, destinati soprattutto agli aerei di origine francese costruiti in Italia che equipaggiavano, almeno nei primi anni di guerra, la quasi totalità della nostra Aeronautica.

Così la Itala costruì i motori Hispano Suiza (fig. 7) destinati agli aerei da caccia SPAD, oltre a qualche motore Maybach per dirigibili; la SCAT Ceirano costruì essa pure motori Hispano nei tipi 150, 180, 200, 220 CV; motori rotativi Gnome e, soprattutto, Le Rhône furono prodotti da molte Ditte tra cui principale era la Chiribiri; l'Aquila produsse numerosi esemplari dello stellare Salmson a 9 cilindri refrigerato ad acqua, qualche esemplare del Bugatti 8 cilindri fu costruito dalla Diatto.

Nei loro progetti originali le nostre Case, in contrasto a quanto si faceva in Francia, si dedicarono alla costruzione di motori con 6 cilindri in linea (dai quali si derivarono poi quelli con 12 cilin-

dri a V) refrigerati ad acqua, del tipo cioè che era allora principalmente usato dall'aviazione tedesca, riuscendo a produrre alcuni modelli particolarmente ben riusciti, tanto che vennero largamente usati anche dagli alleati.

La FIAT iniziò la sua produzione di guerra con il motore A 10, provato nell'autunno 1914 e immediatamente messo in serie; fu costruito in 1070 esemplari ed usato soprattutto sui biplani Farman. Si trattava di un 6 cilindri in linea di tipo classico, con cilindri accoppiati da camicie saldate autogenicamente, basamento in alluminio, doppia accensione, albero distribuzione in testa, carburatore con due spruzzatori: per il regime normale e quello « lento », alquanto pesante ma robusto e sicuro. Tale impostazione: motore non particolarmente leggero ma largamente dimensionato, venne continuata con l'A 12 (1500 esemplari) e il più diffuso A 12 bis (fig. 8) che differiva, oltre che per le maggiori prestazioni, per il fatto di avere le bielle con sezione ad I anziché tubolari, per la lubri-

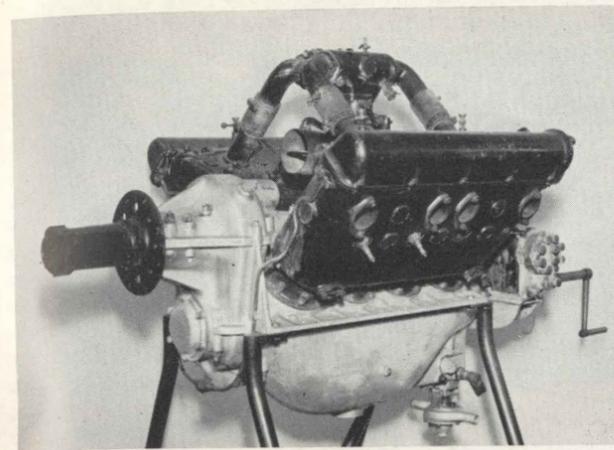


Fig. 7 - « Moteur canon » Hispano Suiza HS44 di costruzione Itala (1917): 220 CV a 1800 g/l'.

(Foto Ist. Macchine)

ficazione forzata dell'albero degli eccentrici e per il più elevato rapporto di compressione.

Durante la guerra furono costruiti ben 13.260 esemplari di tali motori che furono montati in Italia su quasi tutti i nostri aerei da bombardamento e ricognizione, in Francia sul Bréguet 14 e in Inghilterra sui bombardieri De Havilland DH 4 e DH 9, Vickers Vimy, Handley Page 0/400 (5). L'impostazione generale del motore era rimasta quella dell'A 10, alla quale però erano stati apportati numerosi perfezionamenti: in particolare i cilindri erano tutti indipendenti, ognuno con la propria camicia per l'acqua di refrigerazione (fig. 9).

Con l'A 12 bis furono conquistati nel 1917 vari record di altezza, tra cui quello mondiale assoluto di 6750 m con aereo FIAT S. P. 2.

Seguì verso la fine della guerra l'A 14, progettato dall'ing. Giulio Cesare Cappa, con 12 cilindri del tipo A 12 disposti a V di 60° (fig. 10), il quale rimase per molti anni il più potente motore del mondo con i suoi 600 CV. Ne vennero prodotti 500 esemplari, alcuni dei quali rimasero in servizio sui biplani da bombardamento

(5) A titolo di curiosità: il prezzo in Inghilterra dell'A 12 bis era di 1617 Lst. contro 1622 Lst. del Rolls Royce Eagle (360 CV), 1210 Lst. del Rolls Royce Falcon (250 CV), 1089 Lst. del Siddeley Puma (290 CV), 1215 Lst. del Liberty 12 (400 CV): era quindi un motore molto caro e l'uso che ne fece il R.F.C., ciò nonostante, depone a favore delle sue qualità.

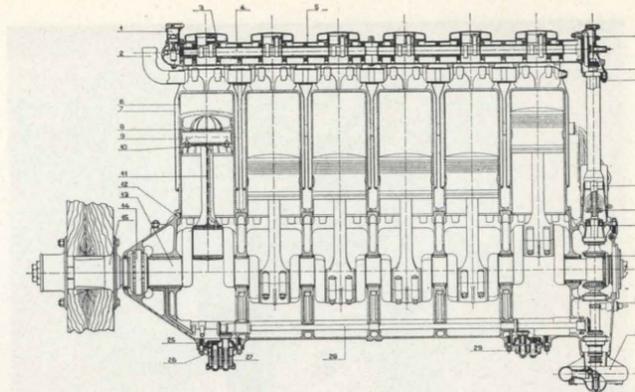


Fig. 8 - Sezione longitudinale del motore FIAT A12 bis (1917): 300 CV a 1600 g/l', tratta dal libretto originale di istruzioni.

della serie B. R. sino al 1929.

Interessanti erano alcune caratteristiche costruttive di tale

motore: contrariamente all'abitudine dell'epoca l'imbiellaggio faceva uso di biella a forchetta e biella esterna, ogni coppia di valvole di aspirazione e di scarico possedeva un'unica molla di richiamo (fig. 11). Inoltre, dato l'elevato diametro del cilindro che, con i suoi 170 mm rimase (al pari dell'A 25 del 1928 e con l'eccezione del già citato S 76) il più grande cilindro aeronautico italiano, si avevano 4 candele per cilindro, con altrettanti magneti.

Con l'A 14, e il suo derivato « spinto » A 14 S, furono conquistati diversi record mondiali di velocità e altezza, assoluti o con carico e sulla distanza; ancora nel 1923 l'A 14 S conquistò su aereo FIAT R. 700 il record mondiale assoluto di velocità con 336 km/h.

Dopo il 1918 l'attività aeronautica della FIAT subì un notevole rallentamento, come del resto quella di tutta la nostra aviazione. Appartengono però al periodo del dopoguerra alcuni motori sperimentali molto interessanti come l'A 15 R, con 12 cilindri a V, ma notevolmente diverso dall'A 14: i cilindri erano infatti riuniti a gruppi di tre da camicie saldate in acciaio, l'imbiellaggio era del tipo a biella madre e bielletta per evitare gli inconvenienti di lubrificazione e raffreddamento del cuscinetto sulla biella interna che si

erano verificati sull'A 14, ognuna delle 4 valvole per cilindro era munita della propria molla. Venne inoltre aggiunto un riduttore ad ingranaggi elicoidali per il comando dell'elica.

L'A 18 era un motore stellare con cilindri refrigeranti ad acqua, sullo stile dei motori francesi Salmson; le doppie valvole, richiamate in sede da molle a balestra, erano comandate da bilancieri a doppio effetto azionati da un'unica asta per cilindro.

Approfondendo della esperienza fatta con le vetture da corsa che in quegli anni mietevano così brillanti successi, nel 1923-24 vennero sperimentati due motori con 12 cilindri a V muniti di compressore Roots per il ristabilimento della potenza alla quota di circa 3000 m. Nell'A 19 i cilindri erano del tipo usato già sull'A 15, l'albero a gomiti era montato su cuscinetti a rulli, il riduttore era ad ingranaggi cilindrici. L'A 21 disegnato dall'ing. Cappa usava invece, per la prima volta nella produzione FIAT, cilindri riuniti in due bancate di 6 mediante blocchi ottenuti, come le testate e le scatole di distribuzione, da fusioni in alluminio nello stile dei motori Hispano disegnati da Birkigt. Il collegamento dei cilindri, in acciaio, al blocco era ottenuto per avvita-

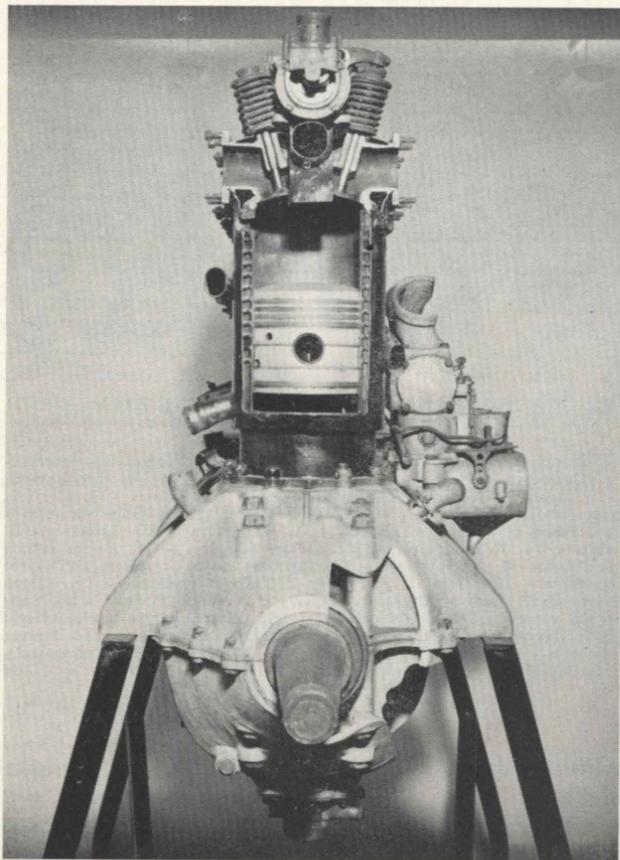


Fig. 9 - Particolarità costruttive del cilindro del motore FIAT A12 bis (1917).  
(Foto Ist. Macchine)

L'Isotta Fraschini ricevette nel gennaio 1915 la richiesta, da parte della Marina, di studiare un motore adatto agli idrovolanti che stavano allora per entrare in servizio. Fu così derivato dal precedente V 3 il motore V 4, con le successive versioni V 4 A e, soprattutto, V 4 B, usate su idro F.B.A., Macchi, Loening, su bombardieri Caproni e su qualche dirigibile.

Per avere un'idea di come a quei

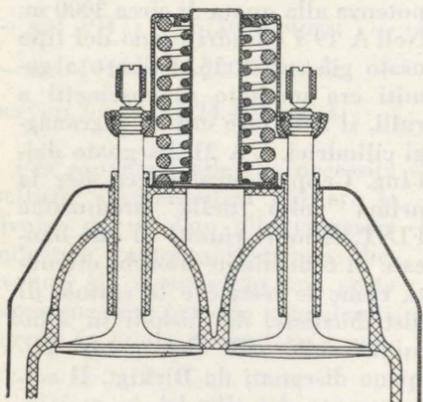


Fig. 11 - Disposizione delle valvole e delle molle nel motore FIAT A14 (1917); dal libretto di istruzioni.

tempi il disegno e la messa a punto di un motore fossero molto meno complicati che in seguito si pensi che il V 4 compì il suo primo volo di guerra solo 5 mesi dopo che la Ditta aveva ricevuto la commessa di studio.

Il V 4 B si rese celebre per la sua semplicità e leggerezza, non disgiunte da una notevole robustezza, tanto è vero che qualche esemplare rimase in servizio sino al 1928. Oltre che dalla Isotta fu costruito dalla Bianchi, dalla Tosi ecc.

Si trattava di un classico 6 cilindri in linea, con cilindri in ghisa riuniti a coppie dalle camicie di raffreddamento; non potendo essere saldate alla ghisa queste erano avvitate al cilindro con una serie di numerosissime viti a bordi taglienti, particolarità costruttiva, questa, che distinse per molto tempo i motori Isotta dai similari. Le

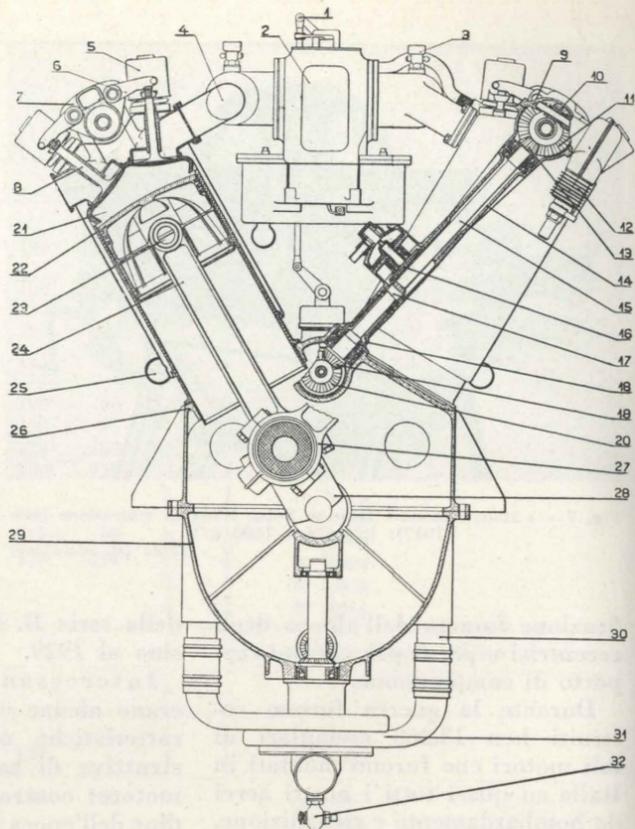


Fig. 10 - Sezione trasversale del motore FIAT A14 (1917); tratta dal libretto originale di istruzioni.

1. Comando dei carburatori - 2. Carburatore - 3. Rubinetto sul tubo d'aspirazione per introduzione benzina o petrolio - 4. Tubo d'aspirazione - 5. Custodia molle delle valvole - 6. Leva doppia di comando delle valvole - 7. Coperchio per leva di comando - 8. Valvola - 9. Scatola supporto della pompa pressione benzina - 10. Pignone elicoidale di comando della pompa - 11. Ruota conica dell'albero di distribuzione - 12. Pompa per pressione benzina - 13. Pignone conico dell'albero obliquo di rimando della distribuzione - 14. Scatola dell'albero obliquo - 15. Albero obliquo - 16. Ruota conica del distributore dell'aria compressa - 17. Pignone di comando del distributore - 18. Bussola-supporto dell'albero obliquo inferiore - 19. Pignone dell'albero obliquo inferiore - 20. Ruota conica intermedia dell'albero orizzontale di comando magnete - 21. Cilindro - 22. Stantuffo - 23. Perno stantuffo - 24. Biella - 25. Raccordo per la circolazione dell'acqua - 26. Basamento - 27. Biella a forcella - 28. Braccio dell'albero manovella - 29. Coppa del basamento - 30. Tubo verticale per la circolazione d'acqua - 31. Pompa d'acqua - 32. Rubinetto della pompa d'acqua.

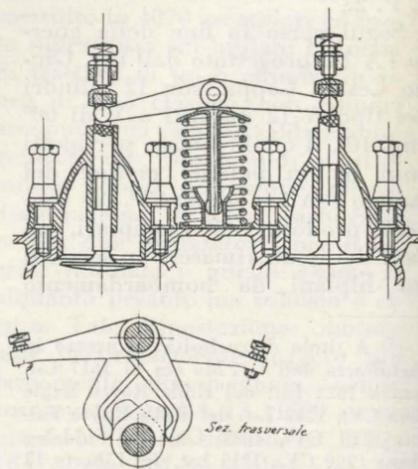


Fig. 12 - Disposizione delle molle e delle valvole nel motore Isotta Fraschini V4B (1916).  
(A. CAPETTI, Motori per Aeromobili)

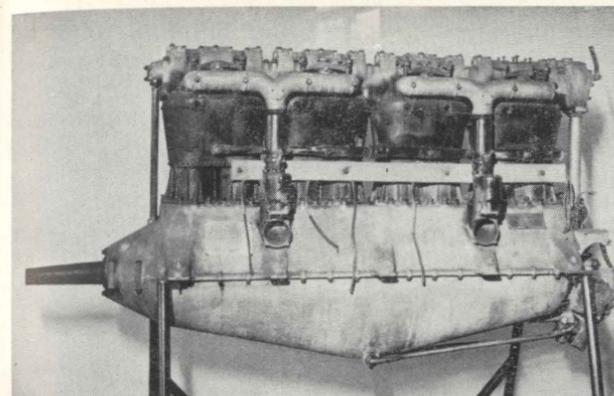


Fig. 13 - Motore Isotta Fraschini V5 (1916); unico esempio di motore italiano con 8 cilindri in linea: 230 CV a 1300 g/l'.  
(Foto Ist. Macchine)

sedi delle valvole di scarico erano ricavate direttamente nel fondo del cilindro; quelle delle valvole di aspirazione erano riportate; con soluzione originale un'unica molla serviva per la valvola di aspirazione e quella di scarico dei cilindri adiacenti di una coppia (fig. 12).

Seguì il modello V 5 (fig. 13), di costruzione simile al V 4, ma con 8 cilindri in linea; esso però non ebbe la medesima diffusione del V 4, come del resto il tedesco Mercedes D IV pure con 8 cilindri allineati e costruito nel medesimo anno, per l'eccessivo ingombro longitudinale. Non poté quindi essere usato su aerei leggeri, ai quali avrebbe grandemente ridotto la manovrabilità (era l'epoca in cui sui caccia dominava il motore rotativo) e venne installato solo su qualche aereo Caproni e dirigibile Forlanini. Passò comunque alla storia per essere riuscito a superare una prova al banco di 60 ore, divise in 10 periodi di 6 ore ciascuno: primato di resistenza per l'epoca.

Con il V 6 del 1917 (fig. 14) si ritornò al 6 cilindri in linea, però con teste in alluminio riportate, una per ogni cilindro. Nonostante i cilindri fossero ora ricavati da masselli in acciaio stampato le camicie di refrigerazione erano sempre del tipo usato sul V 4; per contro tutte le sedi valvole erano direttamente ricavate sul fondo del cilindro e il comando della distribuzione era derivato da quello dei motori Hispano Suiza, con l'interposizione però di un « dito di centramento » (fig. 15) per eliminare le spinte laterali sul bicchiere di guida.

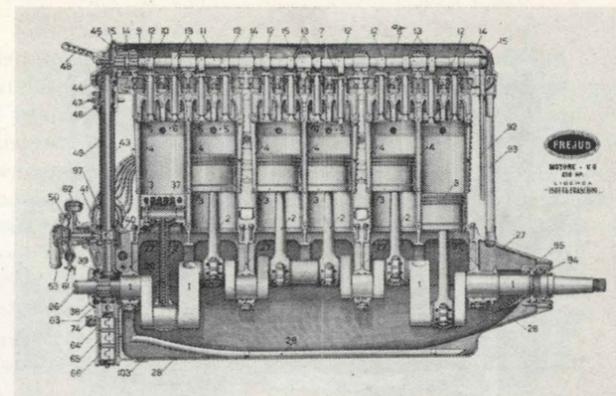


Fig. 14 - Sezione longitudinale del motore Isotta Fraschini V6 (1917): 250 CV a 1700 g/l'.

Il V 6 fu costruito su licenza anche dalla Bianchi, Romeo, Bredda, Frejus, Miani & Silvestri, Diatto, Chiesa; riuscì a superare una prova al banco di 50 ore e venne impiegato negli ultimi anni del conflitto. Dopo il 1918 fu montato su alcuni idrocorsa destinati alla Coppa Schneider dove raccolse brillanti successi.

Con motore V 6 furono infatti vinte la Coppa Schneider del 1919 a Venezia (idro Macchi M-7, pilota De Bernardi, 189,500 km/h) e del 1921 a Bournemouth (idro Savoia S 13, pilota Janello, 201 km/h).

Dai suoi motori con cilindri in linea anche l'Isotta Fraschini derivò un motore con 12 cilindri a V, il V 7, che però giunse troppo tardi per poter essere messo in produzione. Rimase comunque il primo motore ad aver valicato il fatidico confine dell'« 1 kg/CV ».

Sperimentali rimasero pure altri modelli con 6 cilindri allineati: il V 8 con comando desmodromico delle valvole, il V 9, il V 10.

Nel dopoguerra, in attesa di tempi migliori, l'Isotta Fraschini si dedicò alla revisione dei motori residuati bellici ed alla costruzione su licenza del motore Lorraine 12 DB; 12 cilindri a V refrigerati ad acqua.

Forse il più conosciuto dei nostri motori del periodo bellico fu lo SPA 6 A, anche perché, montato sugli SVA altrettanto famosi, compì l'incursione su Vienna guidata da D'Annunzio e di conseguenza ne venne illustrato. Oltre che dalla SPA che lo aveva progettato fu costruito in grande serie dall'Ansaldo S. Giorgio, Talamona, Industrie Meccaniche e Ferro-

viarie di Arezzo; la sola SPA ne costruì più di 3000 esemplari.

Costruttivamente non presentava (fig. 16) speciali particolarità: i sei cilindri erano lavorati separatamente al tornio ed erano poi riuniti a coppie mediante saldatura delle flange inferiori di collegamento al basamento; le sedi valvole, al solito, erano ricavate sul fondo del cilindro; un unico albero ad eccentrici comandava, tramite bilancieri, le 6 valvole di aspirazione e le 6 di scarico.

Ne venivano costruiti tre sottotipi (normale, semisurcompressore e surcompressore) che differivano per il rapporto di compressione

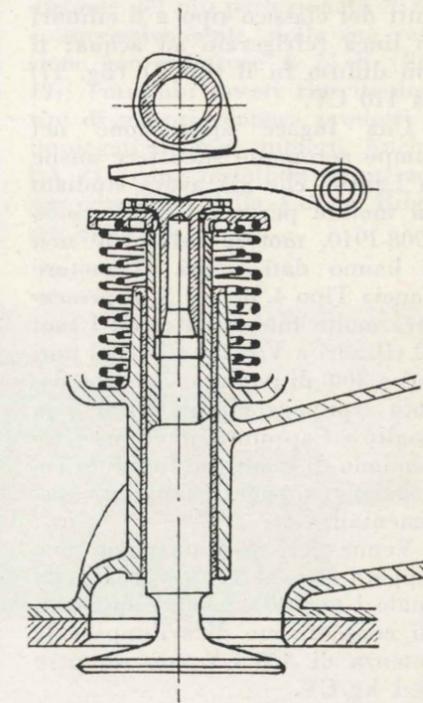


Fig. 15 - Comando delle valvole mediante « dito di centramento » nel motore Isotta Fraschini V6.  
(A. CAPETTI, Motori per Aeromobili)

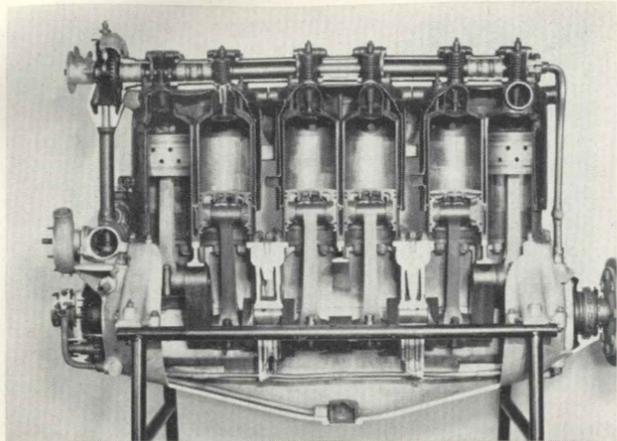


Fig. 16 - Sezione longitudinale del motore SPA 6A (1916): 205/230 CV a 1600 g/l'.  
(Foto Ist. Macchine)

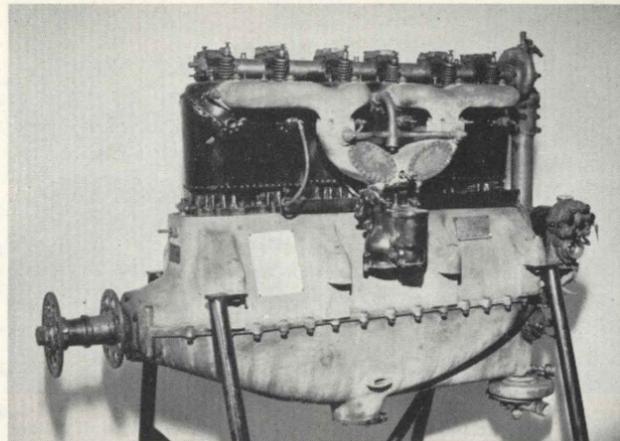


Fig. 17 - Motore Colombo tipo D (1916): 110 CV a 1350 g/l'.  
(Foto Ist. Macchine)

(variabile da 5,2 a 5,8) e la costruzione degli stantuffi e bielle.

Anche lo SPA 6 A si dimostrò particolarmente longevo e venne usato per molti anni su aerei e dirigibili in attesa di motori più moderni.

Il binomio SVA - SPA 6 A ha al suo attivo moltissime imprese sia in tempo di guerra che nel dopoguerra: tra le più famose ricordiamo il Raid Roma-Tokio di Ferrarin e Masiero.

I motori Colombo, costruiti su licenza anche da altre Ditte, equipaggiarono aerei scuola e qualche dirigibile floscio tipo O; erano tutti del classico tipo a 6 cilindri in linea refrigerato ad acqua; il più diffuso fu il tipo D (fig. 17) da 110 CV.

Una fugace apparizione nel campo aeromotoristico fece anche la Lancia, che già aveva studiato un motore per aerei nel periodo 1908-1910, motore sul quale non si hanno dati sicuri. Il motore Lancia Tipo 4, del 1915, si presentava molto interessante con i suoi 12 cilindri a V e 250 CV (poi portati a 300) di potenza; avrebbe dovuto equipaggiare gli aerei «da assalto» Caproni 37 e 38 ma l'abbandono di questi ne limitò la costruzione a pochi esemplari sperimentali.

Venne però continuamente sviluppato sino al 1918, epoca nella quale i perfezionamenti apportati gli consentivano di sviluppare la potenza di 320 CV con un peso di 1 kg/CV.

Il Laboratorio di Aeronautica di Torino, sotto la guida del Prof. Panetti svolse una notevole atti-

vità in questi anni: sul suo banco a reazione, progettato dal Prof. Anastasi e tuttora esistente, vennero collaudate parecchie centinaia di motori revisionati mentre di pari passo procedeva l'attività di ricerca.

A questo proposito è interessante ricordare che, sempre su progetto del Prof. Anastasi, venne provato nel 1917, prima a Torino e poi ai 2000 m del passo del Moncenisio, un motore FIAT A 10 munito di turbocompressore centrifugo a 5 stadi, con giranti chiuse in alluminio fuso, comandato mediante una trasmissione a cinghia. Le esperienze avevano non solo lo scopo di studiare la possibilità del ristabilimento della potenza in quota ma anche quello di esaminare la convenienza di una vera e propria sovralimentazione, tanto che alcune prove furono condotte con pressioni di alimentazione sino a 810 mm Hg.

In base ai risultati di queste prime esperienze fu approntato un compressore con giranti in lamiera di alluminio e trasmissione ad ingranaggi che, collegato ad un motore FIAT A 12, avrebbe dovuto essere provato in volo su di un aereo Pomilio.

Il termine della guerra pose fine a questa come ad altre ricerche e, per circa un settennio, l'attività aeronautica italiana divenne sporadica e intesa più che altro a mantenere in vita quanto esisteva o a studiare quanto si veniva facendo all'estero.

Così presso il Laboratorio di Aeronautica del Politecnico di Torino vennero provati a fondo mol-

ti motori tedeschi di preda bellica, tra cui alcuni esemplari veramente interessanti e che fornirono utili indicazioni costruttive.

È bensì vero che, almeno teoricamente, non mancarono in questo periodo degli studi altamente originali, come quelli del Gen. Ing. Guidoni e del Ten. Col. Raffaelli, tra il 1920 e il 1925, intesi alla realizzazione di un motore composito, con compressore di sovralimentazione e turbina a gas di scarico, collegata direttamente al compressore e, con un riduttore da 12.000 a 3000 g/l', all'albero a gomiti. Il motore proposto aveva 5 cilindri a stella refrigerati ad acqua ed era munito di riduttore; avrebbe dovuto fornire 450 CV (per un peso di 1,1 kg/CV) sino alla quota di 5000 m con una cilindrata di soli 10,9 litri. La pressione massima di alimentazione prevista, con compressore centrifugo a 9 stadi, era di 3 ata, il rapporto volumetrico di compressione era limitato a 2,45, la turbina a 6 salti di pressione (di cui l'ultimo by-passato alle quote inferiori) era alimentata a 11,7 ata e avrebbe dovuto avere la carcassa in alluminio con giranti in acciaio refrigerate ad acqua (6).

Questi studi, come altri, non approdarono però a nessuna pratica realizzazione costruttiva.

Ciò fu un grave danno per la nostra tecnica perché in questo periodo nelle altre nazioni, sia pure in mezzo a difficoltà economi-

(6) Vent'anni dopo, nel 1942, un motore molto simile fu effettivamente costruito e provato dalla Lysholm svedese.

che e politiche, si andavano gettando le basi della moderna tecnica motoristica, con gli studi e le realizzazioni sui motori fissi refrigerati ad aria, i compressori di sovralimentazione, i fenomeni della detonazione, i perfezionamenti e le innovazioni da apportare ai materiali.

### 3) 1925-1935.

Decisa la rinascita dell'aviazione italiana, nel 1925, il Governo affidò alle due maggiori industrie motoristiche: FIAT e Isotta Fraschini, la realizzazione di nuove serie di motori di grande potenza refrigerati a liquido; ad altre industrie, sino allora prive di specifica esperienza aeromotoristica come Alfa Romeo e Piaggio, veniva intanto commessa la costruzione di motori stellari refrigeranti ad aria su licenza estera.

Il primo motore della nuova serie FIAT fu l'A 20 (fig. 18) il quale entrò in produzione nel 1925: con 12 cilindri a V di 60° rispecchiava le caratteristiche costruttive tipiche dei motori di quel periodo nella sua classe: basamento in alluminio; cilindri in acciaio dolce fucinato con camicia saldata, separati e irrigiditi superiormente da false testate continue per ogni fila (solo Hispano Suiza e Napier adottavano allora la costruzione a bancate uniche); imbiellaggio con biella madre e bielletta. Ogni cilindro aveva due valvole di aspirazione e due di scarico, intercambiabili, comandate da un ponticello scorrevole parallelamente all'asse delle valvole stesse su uno

stelo impegnato superiormente nell'albero della distribuzione; gli alberi degli eccentrici, in testa, erano due per ogni fila di cilindri. Due carburatori disposti entro il V dei cilindri ricevevano, nei primi esemplari, la benzina da una pompa a stantuffi (sul tipo di quella usata nei motori coevi della Curtiss). Tale pompa diede però gravi noie per trafileamenti di olio e formazione di emboli di vapore cosicché negli esemplari di serie venne sostituita da una pompa ad ingranaggi. L'A 20, e il successivo A 22 che ne derivò maggiorandone le dimensioni, furono prodotti in serie con numerose versioni ed equipaggiarono molti aerei di quell'epoca. Più specialmente l'A 20, costruito in circa 1000 esemplari, venne destinato agli aerei da caccia (FIAT CR 20, AC/4) e agli idrovolanti (C.R.D.A. Cant. 15, Cant. 25, Macchi M 71, M 41 bis, Savoia S 67) mentre l'A 22 fu montato sugli aerei da ricognizione come i FIAT A. 120 e R. 22.

Entrambi erano motori nella grande tradizione FIAT, robusti e sicuri, ma non a scapito della leggerezza, e alcune versioni furono usate per battere i primi record di quello che fu il periodo d'oro della nostra aviazione.

In particolare l'A 22 T su aereo Savoia Marchetti SM 64 compì la trasvolata atlantica del luglio 1928 con Ferrarin e Del Prete; su aereo SM 64 bis nel giugno 1930 batté i record mondiali di durata e distanza in circuito chiuso con Madalena e Ceconi. Era munito di speciali carburatori con i quali si

riuscì ad ottenere un consumo di combustibile di 200 g/CVh.

L'A 22 R, al quale era stato aggiunto un ottimo riduttore ad ingranaggi cilindrici, fu impiegato dagli idrovolanti Savoia Marchetti SM 55 della trasvolata atlantica Roma-Rio de Janeiro del 1930 ed equipaggiò gli idrovolanti SM 55, SM 56, Dornier Wal (costruiti dalla C.M.A.S.A. a Marina di Pisa) di serie.

Alla medesima linea appartiene l'A 25 destinato, per la sua elevata potenza, agli aerei da bombardamento e che infatti fu montato sui grandi biplani monomotori FIAT BR. 2, BR. 3, BR. 4.

Era munito, come già l'A 14 del quale aveva il medesimo alesaggio, di quadrupla accensione e condivideva con l'americano Packard la particolarità di avere le valvole di scarico a stelo cavo refrigerate mediante circolazione di olio che vi giungeva attraverso canali praticati nel ponticello di guida.

Per le sue dimensioni ed il suo peso non ebbe una carriera brillante come gli altri modelli FIAT; vinse comunque la Coppa Bibescu del 1931.

Forte dell'esperienza fatta con questa prima serie di motori la FIAT iniziò verso il 1930 la produzione del più perfezionato A 24 e, successivamente, della sua versione con riduttore A 24 R (fig. 19); entrambi questi riuscitissimi tipi di motori vennero prodotti e impiegati in gran numero. Anche l'A 24 venne installato su un aereo vincitore della Coppa Bibescu del 1931.

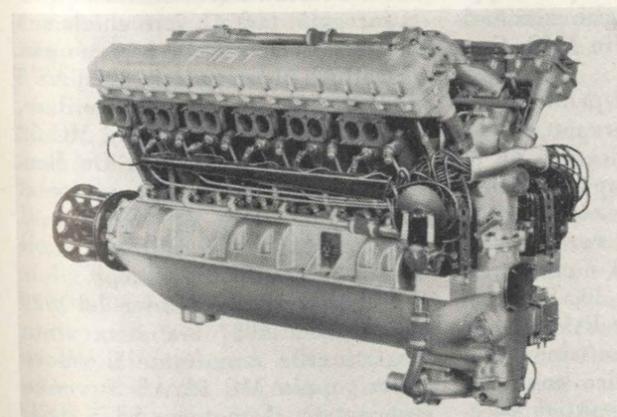


Fig. 18 - Il motore FIAT A20: 430 CV a 2060 g/l'; capostipite, nel 1925, della famosa famiglia di motori FIAT a 12 cilindri a V refrigerati ad acqua.

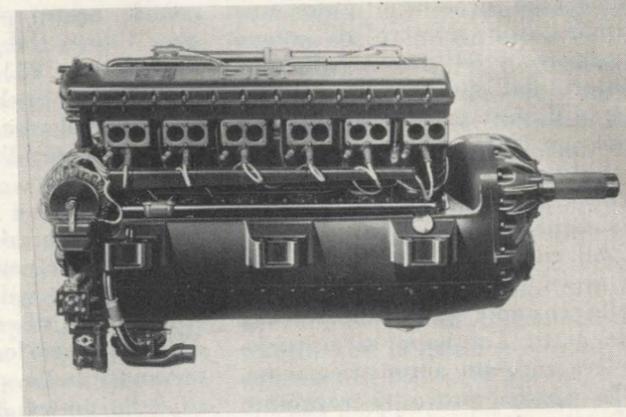


Fig. 19 - Motore FIAT A24R, con riduttore (1931): 700 CV a 2050 g/l'.  
(Foto FIAT)

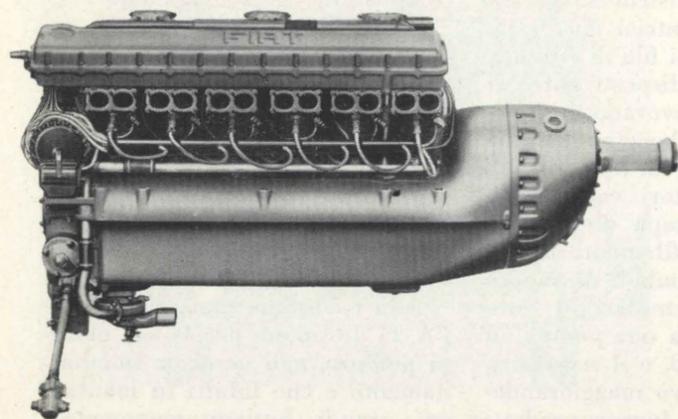


Fig. 20 - Il motore FIAT A30RA, surcompresso (1930; 550 CV a 2750 g/l' a 2750 m); fu il motore dei nostri caccia, tra cui famoso il FIAT CR32 della guerra di Spagna e della guerra di Etiopia: partecipò anche al secondo conflitto mondiale. (Foto FIAT)

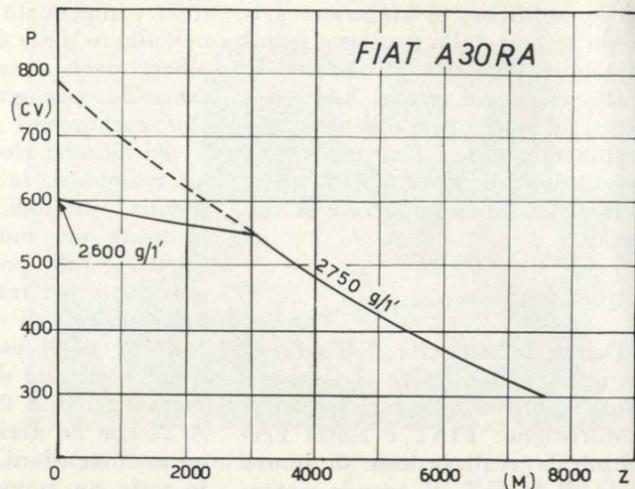


Fig. 21 - Curva della potenza (P) in funzione della quota (z) del motore FIAT A30RA; a quote inferiori a 3000 m la massima velocità ammissibile per funzionamento continuo variava linearmente da 2750 g/l' a 2600 g/l' al suolo. La curva tratteggiata si riferisce alla potenza di emergenza disponibile a pieni gas a 2750 g/l'.

Dall'A 24 R furono più tardi sviluppati l'A 24 T senza riduttore, costruito in pochi esemplari, e l'A 26 R, rimasto allo stato sperimentale, che riprendeva dall'A 21 la moderna costruzione con cilindri in blocchi di 6 riuniti da camicie in alluminio.

Il culmine dello sviluppo della serie FIAT fu raggiunto con il motore A 30 RA (fig. 20), derivato dal motore da corsa AS 5 di cui si dirà dopo, con numerosi perfezionamenti e destinato a funzionare a pieni gas solo a quote superiori ai 2600 m essendo «surcompresso» (fig. 21); a quote inferiori si strozzava l'aspirazione e contemporaneamente si riduceva il massimo numero di giri ammesso; a pieno gas al suolo si aveva a disposizione una potenza di emergenza (per non più di 5 minuti) di ben 750 CV a 2750 giri/l'. Naturalmente era necessario usare una benzina con numero di ottano superiore a 94 mentre gli altri motori dell'epoca, per esempio l'A 24 R, si accontentavano di benzina con N.O. = 80.

A differenza che nei tipi precedenti i carburatori erano 3, a doppio corpo, sempre disposti entro il V dei cilindri, ciascun carburatore aveva una sola vaschetta a livello costante che alimentava i due getti; l'anticipo all'accensione era regolato automaticamente.

In alcune prove si raggiunse l'eccezionale consumo specifico di combustibile di 205 g/CVh a pieno gas.

L'A 30 fu un ottimo motore, specialmente nella versione A 30 RA bis che, con modifiche al disegno delle testate e l'adozione di cuscinetti di banco al rame-piombo, ovviò agli inconvenienti dei primi esemplari.

Nella derivazione dell'AS 5 (che era senza riduttore) aveva conservato una ridotta sezione frontale giacché il riduttore stesso (cfr. fig. 20 con fig. 19) aveva una sagoma allungata il che consentiva un'ottimo profilamento aerodinamico della carenatura sicché il motore ben si prestava all'installazione su aerei veloci.

Costruito in 2500 esemplari fu perciò installato sui velivoli da caccia FIAT CR 20 e CR 32 con i quali ultimi partecipò alla Guerra di Spagna e persino alla seconda Guerra Mondiale in A.O.I.; conquistò una collezione di coppe con le nostre pattuglie acrobatiche: Coppa Dal Molin 1932, Coppa Bibescu 1933 ecc.

L'A 30 fu anche il primo motore FIAT ad essere progettato, sin dall'inizio, per l'impiego di un riduttore: logico sviluppo sarebbe stata l'adozione del compressore di sovralimentazione, come avvenne nelle altre nazioni, e che fu infatti tentata sull'A 30 RC, poi A 33 RC 35, di cui si dirà nel successivo paragrafo. I mutamenti intervenuti nella politica costruttiva della nostra Aeronautica pose però un termine allo sviluppo di questa riuscitissima serie di motori FIAT refrigerati a liquido.

Parallelamente ai motori di serie l'Ing. Tranquillo Zerbi sviluppava i motori da corsa che portarono la FIAT a contendere il primato della potenza e della velocità prima all'americana Curtiss e poi alle inglesi Napier e Rolls Royce.

Nel 1926 venne derivato dall'A 22 il motore AS 2; costruito a tempo di primato in 4 mesi fu installato sull'idrocorsa Macchi MC 29 che vinse, pilotato da De Bernardi, la Coppa Schneider di quell'anno alla media di 416,618 km/h: primato assoluto di velocità. Contemporaneamente venne anche battuto, con 399,423 km/h, il primato mondiale di velocità su 100 km. Nonostante l'AS 2 fornisca 850 CV contro i 550 CV dell'A 22 non si trattava di un motore particolarmente «spinto» (come del resto i Curtiss contro i quali gareggiò) tanto è vero che la sua vita era di ben 7 ore a pieno gas.

Dall'AS 2 derivò nel 1927 l'AS 3 (fig. 22) di architettura similare, usato sull'idrocorsa Macchi MC 52 che, sempre pilotato da De Bernardi, conquistò per due volte il primato assoluto di velocità: il 4-11-1927 con 479,298 km/h; il 31-3-1928 con 512,776 km/h.

Per la coppa Schneider del 1929 (quella del 1927 era stata vinta dagli inglesi nonostante il valore della coppia MC 52/AS 3) venne approntato il motore AS 5 (fig. 22), sempre a 12 cilindri a V e destinato all'idrocorsa FIAT C 29. Avrebbe dovuto essere, con i suoi

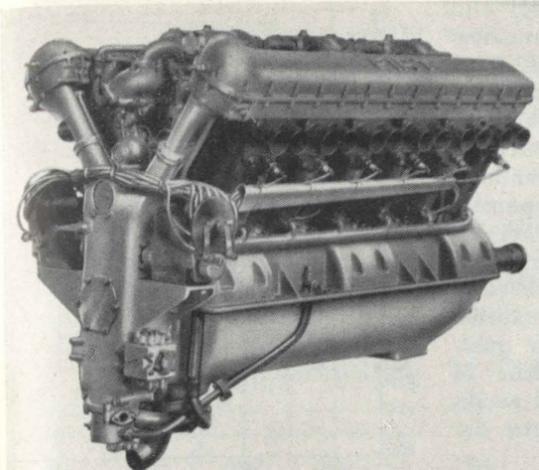


Fig. 23 - Il famoso motore FIAT AS6, detentore del primato assoluto di velocità per idrovolanti ad elica e, per molti anni, il più potente motore del mondo: nelle ultime versioni sviluppava 3100 CV a 3400 g/l'.

(Foto FIAT)

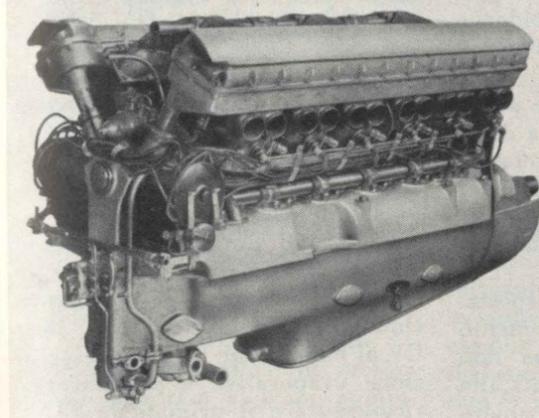


Fig. 22 - I motori FIAT AS3 (sopra) del 1927: 1000 CV a 2500 g/l', partecipò alla Coppa Schneider di quell'anno; e FIAT AS5 del 1929: 1000 CV a 3200 g/l', anch'esso destinato alla Coppa Schneider.

0,35 kg/CV il più leggero motore del momento grazie anche all'ardito alleggerimento dei cilindri, alla riduzione al minimo del volume delle camicie d'acqua, all'uso di un elevato rapporto di compressione (8) che richiedeva benzine con N.O. 94, valore altissimo per l'epoca; purtroppo né l'aereo né il motore furono pronti in tempo per una serie di incidenti e la Coppa venne nuovamente vinta dagli inglesi che impiegavano i famosi motori Rolls Royce «R». L'AS 5 servì quindi come motore di addestramento della squadriglia piloti alta velocità a Desenzano sul Garda.

Si era intanto constatata la necessità di impiegare riduttori anche sui motori da corsa giacché l'AS 5 forniva 1000 CV a ben 3200 giri/l' e molte delle difficoltà incontrate nella messa a punto derivavano appunto dalla impossi-

bilità di accoppiare efficientemente un'elica al motore. Per la successiva Coppa Schneider del 1931 si prevedeva di dover disporre di almeno 2300 CV con un peso inferiore a 840 kg e un consumo massimo di 250 g/CVh per poter far fronte ai continui aumenti di potenza dei motori Rolls Royce (che infatti vinsero definitivamente la Coppa con un motore che erogava 2350 CV in corsa e, in «punte» al banco, sino a 2700 CV) e tali furono le specifiche imposte nel contratto con la Direzione Generale delle Costruzioni Aeronautiche, a capo della quale era S. E. Crocco. L'Ing. Zerbi, scartata la soluzione del motore con 16 cilindri, che avrebbe comportato cilindrate unitarie troppo elevate e quella del motore con 18 cilindri a W che avrebbe presentato un eccessivo ingombro frontale, fece ricorso ad una soluzione originalissima accoppiando coassialmente tra di loro due gruppi a 12 cilindri a V, derivati dal-

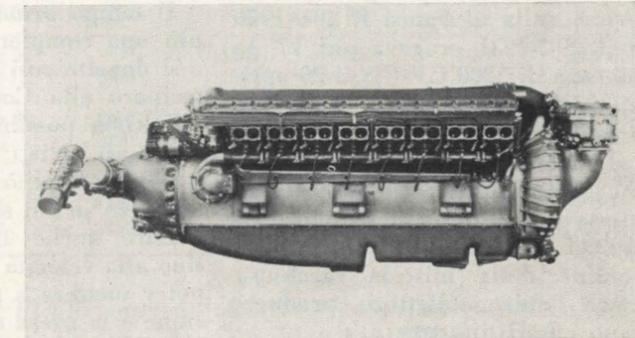


Fig. 24 - Il motore FIAT AS8 del 1940; erogava 2250 CV a 3200 g/l' e avrebbe dovuto essere usato per riconquistare all'Italia il primato assoluto di velocità.

(Foto FIAT)

l'AS 5, a costituire il famoso AS 6 (fig. 23).

Ogni gruppo di cilindri comandava un proprio riduttore installato a metà del motore; dal gruppo dei riduttori partivano gli alberi delle due eliche coassiali controrotanti, altra novità tecnica di grande rilievo, che passavano entro il V dei cilindri del gruppo anteriore. Il compressore centrifugo, il primo realizzato dalla FIAT per un motore aeronautico, era comandato dal gruppo posteriore e alimentava con un unico collettore tutti i cilindri; negli ultimi esemplari la pressione massima di alimentazione era di 1365 mm Hg. I carburatori, posti a monte del compressore, erano due invertiti e comportavano ben 4 diffusori per ciascuno. Come combustibile si usava una miscela di 55% benzina Stanavo, 22% benzolo, 23% alcool etilico e 1,5% piombo tetracetilico con la quale si ottenne un consumo di 260 ÷ 270 g/cvh.

Ogni gruppo di 12 cilindri poteva essere avviato separatamente: si trattava infatti di due motori meccanicamente indipendenti

e aventi in comune il solo sistema di alimentazione.

Inizialmente si era anche prevista l'accensione a spinterogeno: oscillazioni torsionali dell'albero degli eccentrici obbligarono a ritornare ai comuni magneti. Altri inconvenienti si verificarono negli ingranaggi di comando del compressore mentre numerose prove furono necessarie per scegliere la miglior forma del condotto di alimentazione: si riscontrò infine che la soluzione ottima era quella del condotto unico per tutti e 24 i cilindri. Nonostante questi contrattempi il motore girò per la prima volta al banco il 29-9-1930 e il 29-3-1931 erogava per 17' la potenza di 2200 CV (7); il 20 aprile 1931 era raggiunto il traguardo dei 2400 CV per un'ora.

L'inconveniente che diede i maggiori fastidi durante tutta la messa a punto fu la tendenza ai ritorni di fiamma i quali, dato il volume della miscela racchiusa entro l'unico collettore, producevano effetti disastrosi.

La vera causa di tali ritorni non fu mai scoperta ma essi vennero ridotti a proporzioni ammissibili prima sostituendo l'accensione a spinterogeno con quella a magneti, come già detto, poi aggiungendo al carburatore un arricchitore automatico per compensare la tendenza all'impovertimento della miscela agli alti regimi, poi ancora scegliendo candele che non dessero luogo ad autoaccensioni e raschiaolio che riducessero al minimo l'imbrattamento delle candele stesse, e finalmente, visto che occasionalmente si avevano ancora dei ritorni di fiamma, disponendo lungo il condotto di aspirazione delle opportune valvole di sicurezza.

Il motore fu quindi installato sull'idrocorsa Macchi MC 72 per le prove in volo che iniziarono il 22-6-1931.

Tanto bene e regolarmente aveva funzionato il motore al banco tanto deludente fu il risultato dei primi voli: deficienze nella refrigerazione e nell'alimentazione

(7) La prova venne interrotta in seguito al tranciamento dei tasselli di gomma che erano stati usati nel parastrippi del compressore in luogo delle usuali molle.

della benzina ai carburatori erano previste, in quanto immancabili sugli idrocorsa, sull'MC 72 si notò subito una cattiva circolazione dell'acqua di raffreddamento del motore, con notevole intralcio ai voli: vi si ovviò modificando il disegno del serbatoio di espansione dell'acqua; purtroppo si riscontrò anche una carburazione estremamente difettosa alle alte velocità con conseguenti paurosi ritorni di fiamma e ci volle qualche tempo per rintracciarne la causa negli squilibri che si verificavano in volo nelle vaschette dei carburatori.

Il tempo ormai non consentiva più una completa messa a punto e si dovette così rinunciare a partecipare alla Coppa Schneider e all'ultima possibilità di riconquistarla all'Italia (8).

L'AS 6 ritornò allora alle prove al banco in cui si ebbe cura di simulare anche il vento relativo sino alla velocità di 800 km/h per poter mettere a punto l'alimentazione e la presa dinamica dei carburatori.

Grazie soprattutto allo spostamento dei fori di equilibramento delle vaschette (che prima non erano correttamente collegati alla presa dinamica) il motore superò un nuovo collaudo il 25-3-1932; il 6-4-1932 compì il primo volo su MC 72; il 3-5-1932 era in grado di fornire 2700 CV per 18' e il 20 maggio 1932, dopo aver aumentato la velocità del compressore, passò il collaudo definitivo alla potenza di 2800 CV (fig. 25).

Francesco Agello poté così, il 10-4-1933, conquistare il primato assoluto di velocità con 682,403 km/h, dopo che l'8-1-1933 era già stato conquistato il primato di velocità sui 100 km con 629,370 km/h.

Nel frattempo continuava la messa a punto del motore che riuscì, alla fine del 1934, a fornire 3100 CV a 3400 giri/1'; installato sull'idro MC 72, anch'esso perfezionato, questa versione conquistò definitivamente il primato mondiale di velocità con 709,292 km/h, pilota Agello; tale primato è tuttora valido per idrovolanti con propulsione ad elica.

(8) La Coppa diventava definitiva proprietà della nazione che l'avesse vinta per tre volte consecutive.

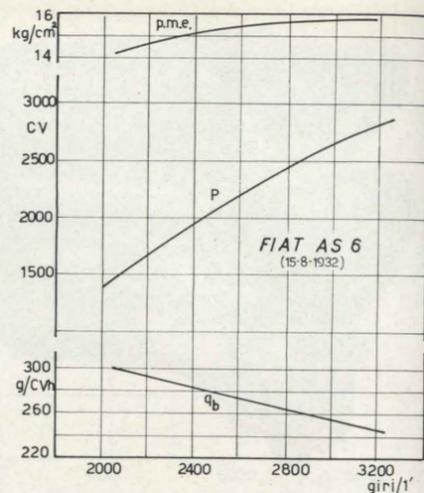


Fig. 25 - Curve di potenza (P), pressione media effettiva (p.m.e.) e consumo specifico di combustibile ( $q_b$ ) del motore FIAT AS 6, ricavate durante le prove del 15-8-1932.

La storia dei motori da corsa FIAT ha un'appendice nel 1939: il 26 aprile di quell'anno il record mondiale di velocità di Agello e dell'AS 6 era stato battuto, con 755,138 km/h, da un aereo tedesco Messerschmitt Me 209 V-1 (Me 109 R) munito di un motore Daimler Benz 601 ARJ da 1800 CV al banco (per 1') con refrigerazione evaporativa a perdita. Per riconquistare il primato la FIAT e la nostra Aeronautica misero allo studio immediatamente il motore AS 8 (fig. 24) che manteneva alcune soluzioni costruttive dell'AS 6, tra cui l'uso di eliche controrotanti che però non erano più indipendenti meccanicamente in quanto derivavano il moto da un unico riduttore a doppia uscita, ma aveva 16 cilindri a V di 45° di diametro poco superiore; pressoché identico era il compressore di sovralimentazione che forniva una pressione massima di 1350 mm Hg. Per evitare il pericolo di vibrazioni torsionali, facili ad eccitarsi in un albero a gomiti con 8 manovelle, il comando della distribuzione e degli ausiliari era derivato in prossimità del riduttore, e cioè in corrispondenza di un presumibile nodo di oscillazione.

L'AS 8 avrebbe dovuto essere montato sull'aereo C.M.A.S.A. CS 15; le prime prove al banco vennero eseguite al principio del 1940 dimostrando un'eccezionale robustezza: per l'AS 6 la prova di un'ora era un limite oltre il

quale non era prudente spingersi; l'AS 8 superò molto brillantemente una prova di 100 ore. Lo scoppio della guerra pose termine al progetto.

Per la messa a punto di questo motore la FIAT, memore dell'esperienza fatta con l'AS 6, aveva addirittura costruito un'apposita stazione sperimentale sulle rive del torrente Sangone, vicino a Mirafiori, installandovi una turbosoffiante Brown Boveri capace di creare un vento relativo di 1000 km/h.

Dieci anni dopo a fianco di tale stazione sarebbe sorto l'impianto sperimentale FIAT per le prove dei turboreattori.

Nella Tabella a fianco sono raccolti, a confronto dei loro avversari, i dati di potenza massima (P), pressione media effettiva (p.m.e.), velocità media dello stantuffo (u) e peso specifico (G/P) dei motori da corsa FIAT.

Si vede come, dopo una nettissima supremazia iniziale, essi abbiano dovuto momentaneamente cedere di fronte al Rolls Royce «R», veri «mostri» che solo una Casa specializzata da oltre 15 anni nella costruzione di motori con 12 cilindri a V, come appunto la Rolls Royce, poteva riuscire a mettere a punto.

La storia mostra però come la lotta per la Coppa Schneider fu aperta sino all'ultimo ed è dubbio se alla fine non sarebbero risultati vincitori i motori FIAT giacché nel 1931 gli «R» avevano ormai raggiunto il culmine delle loro prestazioni mentre l'AS 6 era un motore completamente nuovo, capace quindi di sviluppo, come infatti si è visto avvenne.

È anche da osservare che le prestazioni mirabolanti (per l'epoca) dei motori Rolls Royce erano ottenute con una fortissima sovralimentazione (1750 mm Hg), resa possibile dalle speciali miscele ricchissime in benzolo (70-80%) studiate appositamente da F. R. Banks della Ethyl Co., e che in pratica questi motori non vennero mai sfruttati al massimo delle loro possibilità giacché sia nel 1929 che nel 1931 corsero... contro sé stessi.

Se la tecnica italiana può andar fiera di aver saputo costruire un motore come l'AS 6, dobbiamo

purtroppo lamentare il fatto che tutta l'esperienza fatta con questo motore e i suoi predecessori non fu mai utilizzata per le ragioni che si vedranno nel paragrafo successivo. E ciò mentre gli inglesi applicavano la lezione imparata con i motori «R» alla costruzione del famoso Rolls Royce Merlin, indiscutibilmente il miglior motore aeronautico del mondo che sia mai esistito.

alle scatole delle valvole (il che comportò delicati problemi tecnologici); A 54, con eccentrici a bocciuoli distinti per l'aspirazione e lo scarico, valvole e condotti maggiorati, preriscaldamento della camera del distributore rotante mediante circolazione di olio di recupero, maggior rapporto di compressione, avviamento ad aria compressa (fig. 28). Corrispondentemente la potenza passò da

Anno	Motore	P CV	n giri/1'	p.m.e. kg/cm <sup>2</sup>	u m/s	G/P kg/CV
1926	FIAT AS 2	850	2500	9.6	14.2	0.457
	Curtiss V 1550	620	2600	8.5	12.0	0.526
1927	Napier Lion 7	900	3300	10.2	14.3	0.487
	FIAT AS 3	1000	2500	10.2	14.6	0.395
1929	Rolls Royce R	1800	2900	15.1	16.1	0.365
	FIAT AS 5	1000	3200	11.0	14.9	0.354
1931	Rolls Royce R	2350	3200	18.0	17.9	0.322
1934	FIAT AS 6	3100	3400	16.0	15.6	0.300
1940	FIAT AS 8	2250	3200	18.2	14.9	0.350

Intanto però la FIAT non trascurava nemmeno l'aviazione da turismo che in quegli anni andava muovendo i primi passi. In occasione del Concorso per aerei da turismo del 1928 venne presentato il motore A 50 (fig. 27), stellare con 7 cilindri refrigerati ad aria, costruito in serie sino al 1932 e che diede poi origine a molti derivati: A 50 S; A 53, con diametro dei cilindri portato a 105 mm, l'aggiunta di un distributore rotante della miscela, alettatura della testata estesa anche

85 CV, nei primi esemplari dell'A 50, a 140 CV nell'A 54.

Anche il motore A 50 collezionò la sua parte di record mondiali per velivoli da turismo come i record di durata, distanza e altezza nel 1930; fu montato su aerei che compirono famosi raid come i Roma-Mogadiscio, Vercelli-Tokio, il periplo dell'Africa, sempre nel 1930; vinse la Coupe Challenge Internationale de Tourisme nel 1929, ecc.

Installato sull'elicottero D'Ascanio l'A 50 ebbe anche l'onore

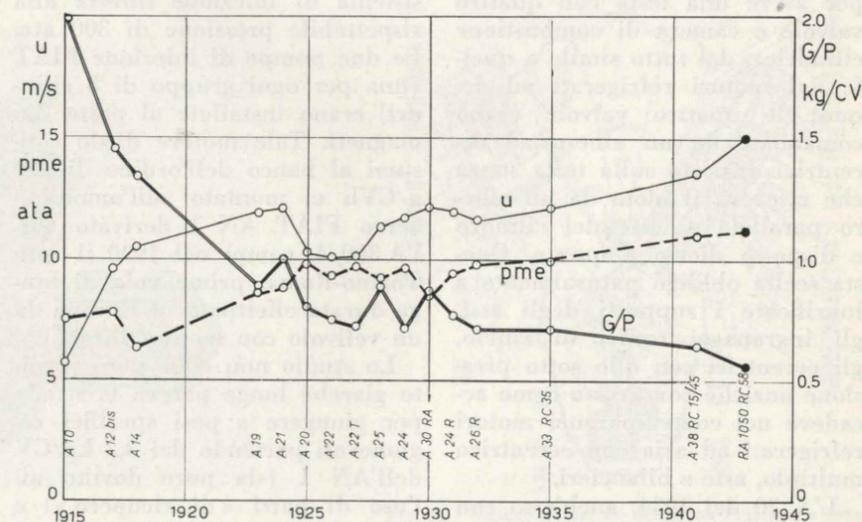


Fig. 26 - Evoluzione dei motori FIAT refrigerati a liquido: pressione media effettiva (p.m.e.), velocità media dello stantuffo (u) e peso specifico (G/P) riferiti alla potenza di omologazione.

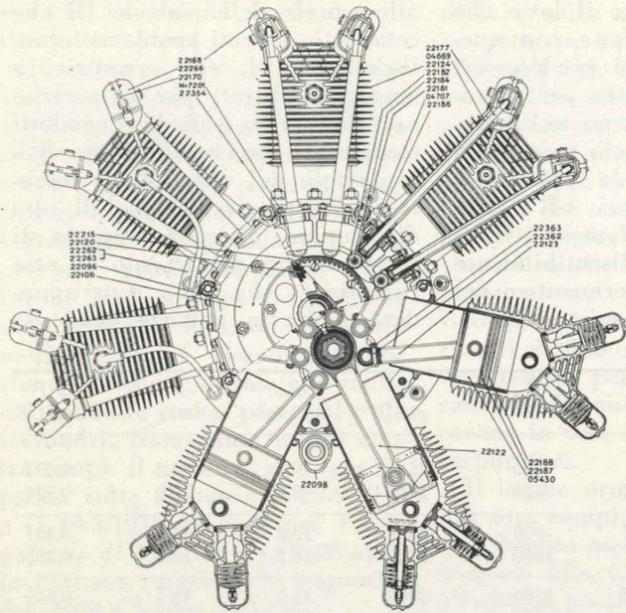


Fig. 27 - Sezione trasversale del primo motore stellare FIAT: l'A50 del 1928 (100 CV a 1800 g/l'); fu il motore standard dei nostri aerei da turismo tra il 1928 e il 1932.

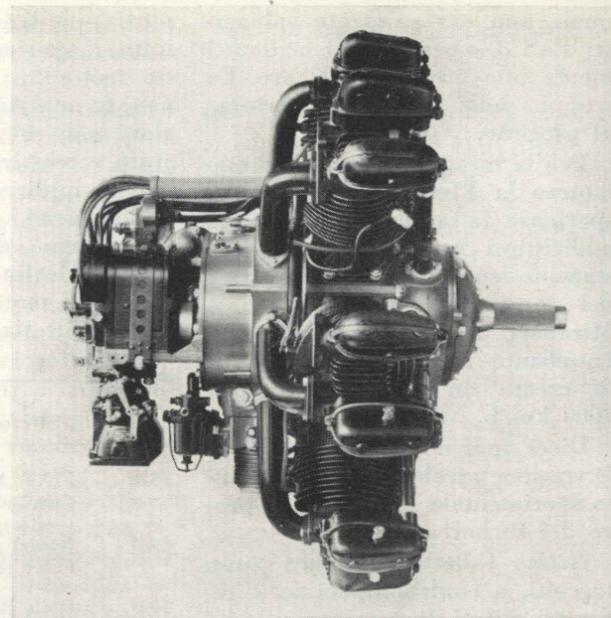


Fig. 28 - Il motore FIAT A54 del 1933 rappresentò l'estremo sviluppo della serie di motori stellari per velivoli da turismo: forniva 140 CV a 2100 g/l'.

(Foto FIAT)

di conquistare, e mantenere per lungo tempo, tutti i primati mondiali per elicotteri nell'ottobre 1930.

Molto minor diffusione del precedente ebbe il motore A 60, con quattro cilindri invertiti refrigerati ad aria, sul modello di molti altri che andavano diffondendosi in tutto il mondo. Ne venne costruita anche la versione A 60 R con riduttore che però rimase allo stato sperimentale.

Sperimentale fu pure l'A 55, uno stellare a 7 cilindri refrigerato ad aria che si distingueva per avere una testa con quattro valvole e camera di combustione cilindrica, del tutto simile a quelle dei motori refrigerati ad acqua; le quattro valvole erano comandate da un albero ad eccentrici disposto sulla testa stessa che riceveva il moto da un albero parallelo all'asse del cilindro e disposto dietro a questo. Questa scelta obbligò naturalmente a lubrificare i supporti degli assi, gli ingranaggi conici di rinvio, gli eccentrici con olio sotto pressione anziché con grasso come accadeva nei contemporanei motori refrigerati ad aria con eccentrico multiplo, aste e bilancieri.

L'A 70 del 1934, anch'esso con 7 cilindri a stella, venne montato su aerei da turismo e scuola del-

la Nardi (FN 305 D, FN 310) ma fu costruito solo in un numero ridotto di esemplari.

La FIAT costruì anche un motore aeronautico ad iniezione, tipo intorno al quale in quegli anni si facevano grandi discussioni in tutte le nazioni per quanto con scarso risultato pratico, ad eccezione della Germania.

Usando il basamento e il manovellismo di un vecchio A 12 bis e la distribuzione di un A 22 venne così costruito a scopo sperimentale il motore AN 1 (fig. 29) a 6 cilindri in linea, munito di un sistema di iniezione diretta alla rispettabile pressione di 300 ata. Le due pompe di iniezione FIAT (una per ogni gruppo di 3 cilindri) erano installate al posto dei magneti. Tale motore diede consumi al banco dell'ordine di 190 g/CVh e, montato sull'omonimo aereo FIAT AN 1 derivato dall'A.300/4, compì nel 1930 il volo Torino-Roma, primo volo di lunga durata effettuato in Europa da un velivolo con motore Diesel.

Lo studio non ebbe però seguito giacché lunga pareva la strada per giungere a pesi specifici ragionevoli partendo dai 3,2 kg/CV dell'AN 1 (sia pure dovuto all'uso di parti « di recupero ») e non volendo superare la pressione media effettiva di 5 kg/cm<sup>2</sup> che

anche la FIAT, sulla base delle esperienze fatte con i suoi motori Diesel veloci per trazione e della pratica dell'epoca, riteneva rappresentasse il limite superiore ammissibile per motori ad iniezione.

Del resto è noto come il motore aeronautico ad iniezione non abbia avuto molta fortuna, soprattutto perché trattandosi di un tipo di motore di scarso interesse militare, non poterono essere destinati al suo studio i mezzi che invece si avevano a disposizione per il perfezionamento del motore a carburazione.

L'Isotta Fraschini iniziò lo studio del suo nuovo motore a 12 cilindri a V, denominato « ASO », nel dicembre 1924; le prime prove al banco furono condotte nel giugno del 1925; nell'agosto del medesimo anno si iniziarono le prove di omologazione e, dopo 150 ore di funzionamento al banco e 150 ore di volo su aereo Savoia S 16 ter, l'Asso 500 venne messo in produzione sul finire del 1925. In meno di un anno quindi l'Isotta era riuscita a mettere a punto un motore che, pur non essendo particolarmente leggero, aveva doti di robustezza e durata non comuni per l'epoca (le prove normali avevano infatti la durata di 50 ore ed erano già

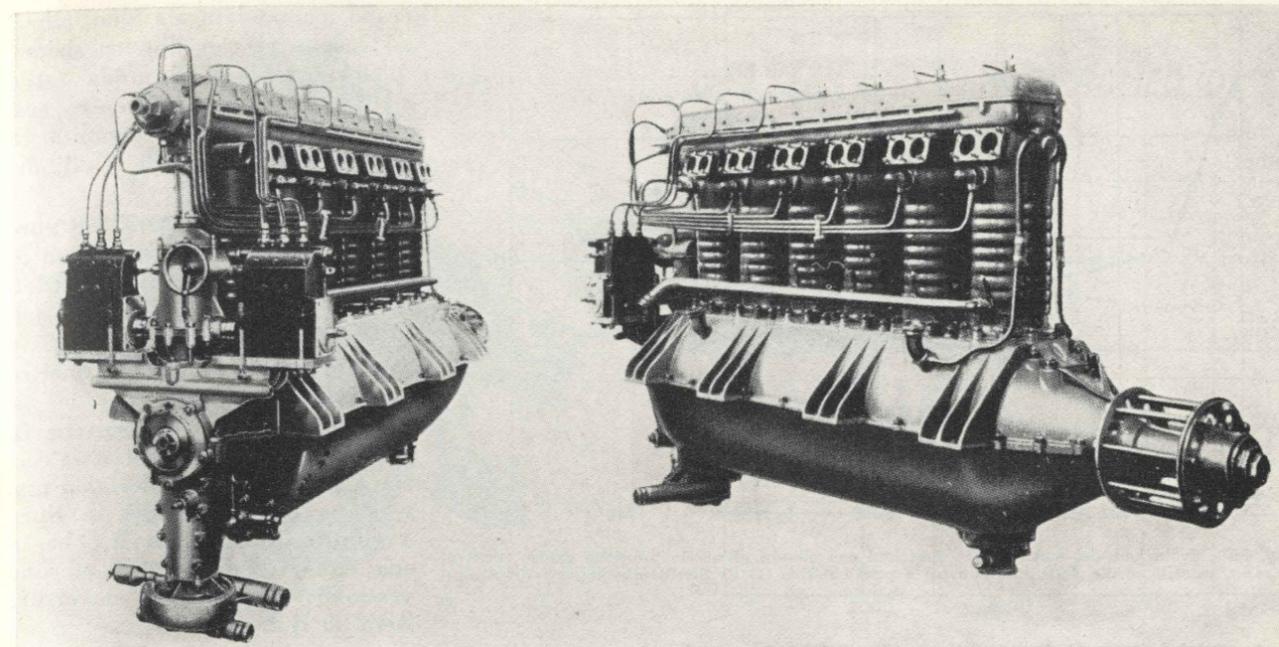


Fig. 29 - L'unico motore sperimentale ad iniezione di costruzione italiana: il FIAT AN1 del 1930: 140 CV a 1500 g/l', 3,2 kg/CV. (Foto FIAT)

considerate particolarmente « dure » rispetto a quelle prescritte, p. es., negli U.S.A.).

L'Asso 500 (fig. 30) era di architettura molto simile a quella dei contemporanei motori FIAT: cilindri indipendenti in acciaio con camicie saldate; biella madre e bielletta con sezione a I; doppio albero ad eccentrici in testa per il comando delle 4 valvole per cilindro; tra eccentrico e valvole erano interposte delle levette in ragione di una per ogni coppia di valvole aventi la medesima funzione; il basamento era in

electron fuso in quattro parti. A differenza che nel tipo FIAT però le testate in alluminio erano in blocco per ogni fila di cilindri e i quattro carburatori erano disposti esternamente ai cilindri anziché entro il V: questa disposizione facilitava la manutenzione e messa a punto dei carburatori stessi.

L'Asso 500 rivelò immediatamente le sue doti di resistenza e nel 1930 riuscì a superare una prova al banco della durata di ben 1000 ore. In diverse versioni fu montato su aerei FIAT, Ca-

proni, Macchi, Savoia Marchetti sui quali rimase in servizio per lungo tempo.

Tra le prime imprese in cui esso venne usato si annoverano il raid di De Pinedo del 1927 e la Crociera del Mediterraneo ma sarebbe troppo lungo ricordare tutti i record conquistati da tale motore: nel solo 1926 aerei italiani muniti di motore Asso conquistarono 17 record mondiali!

L'Ing. Cattaneo, progettista dell'Isotta, seguì un criterio diverso da quello dell'Ing. Zerbi della FIAT nello sviluppo dei suoi mo-

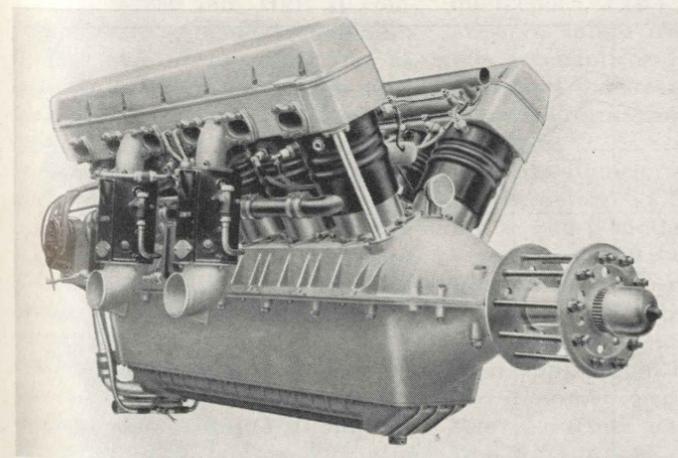


Fig. 30 - Il motore Isotta Fraschini Asso 500: 500 CV a 1850 g/l'; fu uno dei più noti dei nostri motori d'aereo tra il 1925 e il 1930. Raggiunse una « vita » di 1000 ore e fu usato per battere innumeri primati.

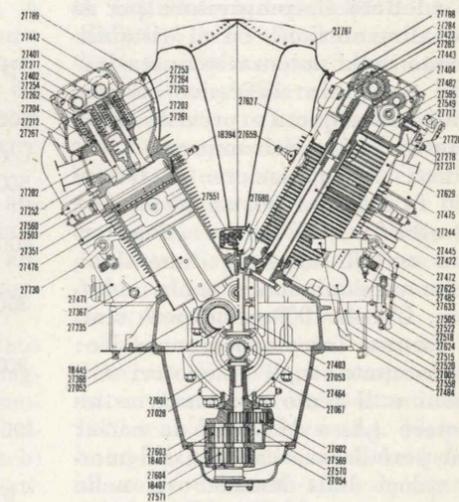


Fig. 31 - Sezione trasversale dell'Isotta Fraschini « Asso Caccia » del 1930: 480 CV a 2400 g/l'; primo esempio di una lunga serie di motori Isotta con cilindri allineati refrigerati ad aria.

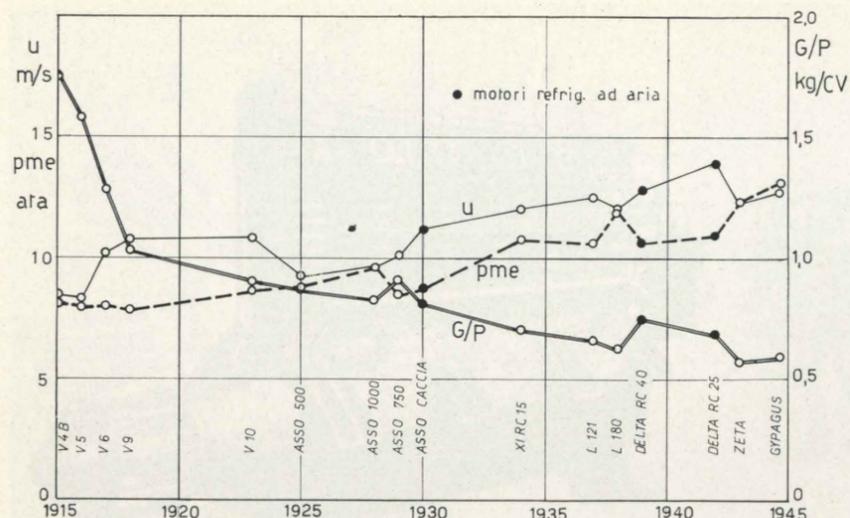


Fig. 32 - Evoluzione dei motori Isotta Fraschini con cilindri allineati: pressione media effettiva (p.m.e.), velocità media dello stantuffo (u) e peso effettivo (G/P) riferiti alla potenza di omologazione.

tori: anziché perfezionare il modello base aumentandone le dimensioni man mano si richiedeva una maggior potenza preferì derivare dall'Asso altri motori con diverso numero di cilindri.

Si ebbero così l'Asso 200, con 6 cilindri in linea, relativamente poco usato, e l'Asso 750, con 18 cilindri a W che invece ebbe maggior successo: l'Asso 750 X fu usato dagli idrovolanti Savoia Marchetti SM 55 X di Balbo nella Crociera del Decennale.

Essendosi manifestata la necessità dell'adozione di un riduttore, come già per i motori FIAT, si ebbero poi le versioni Asso 500 R e 750 R.

Qualche anno invece trascorse prima che su questi motori venisse adottato il compressore per la sovralimentazione ed il ristabilimento della potenza in quota (vedasi paragrafo successivo): i modelli « alta quota » previsti erano infatti di tipo surcompressore.

Una estrapolazione dell'Asso 750 fu l'Asso 1000, anch'esso con 18 cilindri a W refrigerati ad acqua ma di maggiori dimensioni, nelle versioni con e senza riduttore. L'Asso 1000 ebbe però scarsa fortuna in campo aeronautico: fu montato sugli esamotori Caproni e si tentò di ricavarne un motore (Asso M 2800) da corsa; finì però la sua carriera sui mezzi veloci della Marina ove, nella versione Asso M 184 AD C, giunse, nel 1942, a fornire 1500 CV a 2000 g/1'.

Intanto andava prendendo piede la moda del motore refrigerato ad aria che pareva ben si prestasse all'impiego militare per l'abolizione di radiatori e tubazioni vulnerabili mentre le più approfondite conoscenze aerodinamiche consentivano l'adozione di efficienti carenature.

L'Isotta Fraschini costruì di conseguenza, a partire dal 1930, tutta una serie di motori refrigerati ad aria, continuando però a mantenere i cilindri in linea. Il primo tipo fu l'Asso Caccia (fig. 31) con 12 cilindri a V che ricevevano l'aria di refrigerazione guidata da un deflettore a settori disposto entro il V; i cilindri erano in acciaio con teste in alluminio riportate, le valvole in testa

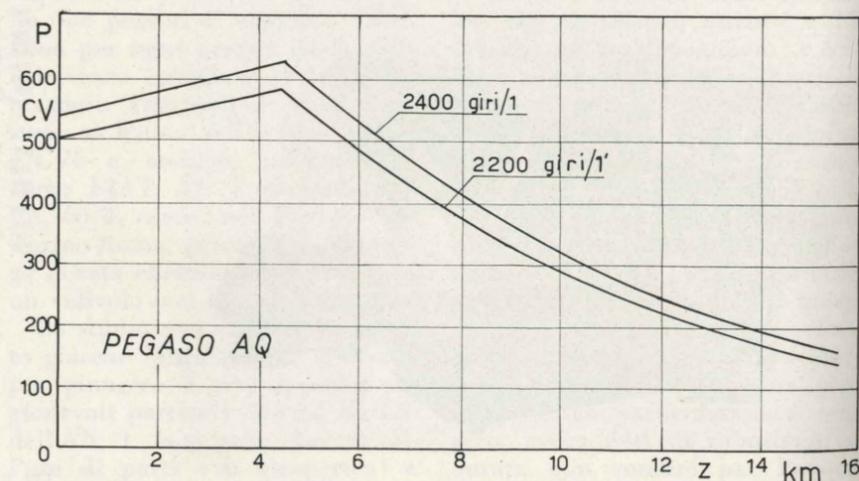


Fig. 33 - Curve di potenza (P) al variare della quota (z) per il motore Alfa Romeo Pegaso AQ, predecessore del Pegaso SAQ detentore del primato mondiale di altezza.

erano comandate da due alberi ad eccentrici con l'interposizione di un bicchiere di guida (stile « Hispano ») racchiusi entro scatole che avevano il compito di collegare, irrigidendoli, i cilindri di ogni fila.

Sull'esempio dell'Asso 500 pure in questo motore si faceva uso di 4 valvole per cilindro e i condotti di scarico erano all'esterno delle file cilindri, dal medesimo lato cioè dove si trovavano i quattro carburatori.

Anche dall'Asso Caccia, che fu installato su qualche aereo da caccia FIAT CR, venne derivata una versione con 6 cilindri in linea e riduttore: Asso 80 R, che, a sua volta, diede origine ad una versione con cilindri invertiti: Asso 80 R I.

L'Alfa Romeo durante la Grande Guerra aveva eseguito riparazioni di motori costruiti da altre Ditte. Nel 1925 iniziò la produzione su licenza del Bristol Jupiter, allora il miglior motore stellare refrigerato ad aria disponibile, e successivamente anche dell'Armstrong Siddeley Lynx di minor potenza. Seguirono nel 1931, sempre su licenza Bristol, il Mercury (variamente tradotto in « Mercurio » o « Mercurius ») e il Pegasus (italianizzato in « Pegaso »).

Dal Pegasus vennero tratte alcune versioni « alta quota » (fig. 33) che furono utilizzate sull'aereo Caproni Ca 114 per battere, nell'aprile 1934, il primato mon-

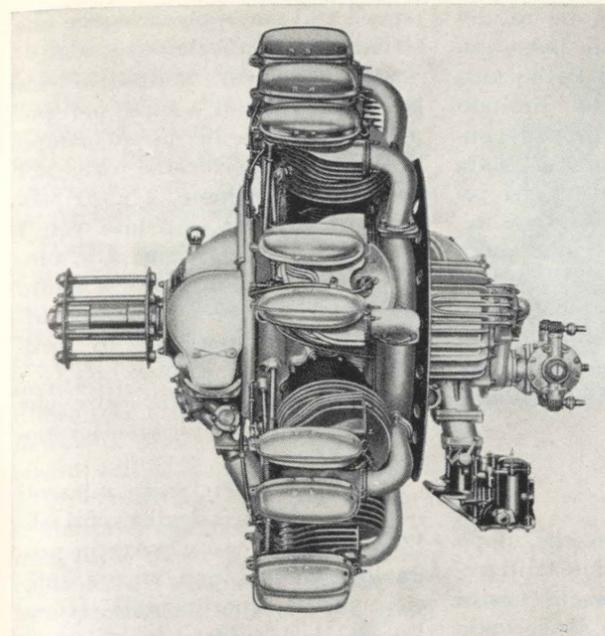


Fig. 34 - Motore Alfa Romeo D2, con compressore volumetrico tipo Roots: 240 CV a 2000 g/1' a 3000 m.

diale di altezza con 14 400 m, pilota Donati.

Di costruzione originale era invece la serie dei motori « D » (battezzati anche « Dux »!) con 9 cilindri a stella refrigerati ad aria e che possedevano la particolarità di avere le testate collegate alle canne cilindri mediante prigionieri radicati nelle testate stesse anziché con la normale filettatura.

Dal D 1 sperimentale venne tratto il tipo D 2 munito di un compressore Roots a due lobi (fig. 34) per il ristabilimento della potenza in quota e una leggera sovralimentazione (nel tipo D2 C 30 sino a 850 mm Hg); il compressore era comandato dall'albero motore con rapporto 2.5/1; alle quote inferiori a quella di adattamento la pressione di alimentazione era regolata, dato il tipo di compressore, per riflusso di parte della mandata verso la bocca di aspirazione (fig. 35).

Del D 2 venne costruita una piccola serie montata su aerei Caproni e se ne prevede anche la versione D 4 con riduttore.

È interessante notare come alcuni costruttori italiani abbiano studiato la possibilità di impiego di compressori volumetrici tipo Roots (FIAT, Alfa Romeo) mentre all'estero, dopo le prime riuscite esperienze fatte negli U.S.A.

con un motore Liberty 12 già durante la prima Guerra Mondiale, tale tipo di compressore era stato praticamente abbandonato.

Indubbiamente il compressore Roots presentava il vantaggio di richiedere un moltiplicatore di giri meno « spinto » che non il compressore centrifugo; per contro l'impossibilità di raggiungere elevati rapporti di compressione con un rendimento accettabile, le difficoltà di lubrificazione, il peso eccessivo ne dimostrarono l'impraticabilità nei motori aeronautici, soprattutto per le maggiori cilindrate.

Del resto è pensabile che, a quell'epoca, FIAT e Alfa Romeo avessero voluto trasferire in campo aeronautico l'esperienza da loro fatta con i compressori Roots di sovralimentazione delle vetture da corsa.

L'Alfa Romeo, anzi, costruì anche il motore 6 CA che altro non era se non il motore della sua autovettura « 1750 » munito di compressore Roots e riduttore.

Tale motore rimase allo stato di prototipo mentre molto maggiori applicazioni trovarono i motori Colombo per aerei da turismo (costruiti dall'Alfa Romeo) tipo S 53 e S 63, rispettivamente a 4 e 6 cilindri in linea refrigerati ad aria. Il secondo venne infatti usato su molti tipi di veli-

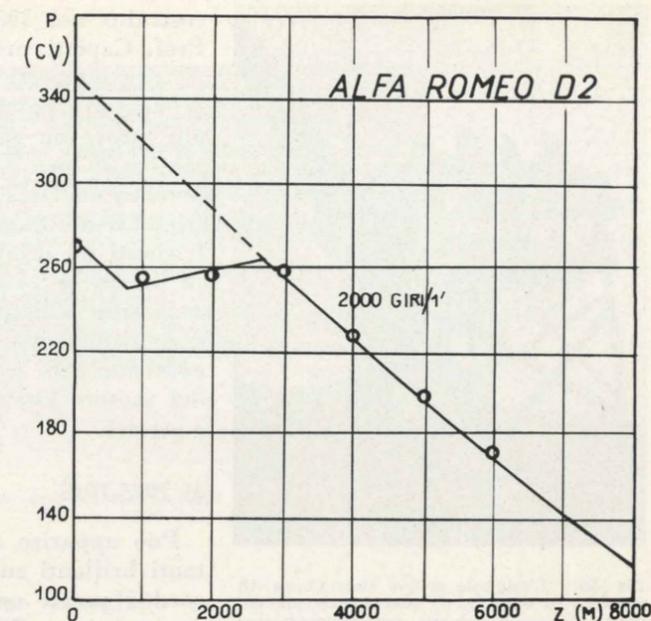


Fig. 35 - Curva di potenza (P) al variare della quota (z) per il motore Alfa Romeo D2 con compressore Roots; il compressore veniva disinnestato a quote inferiori a circa 1000 m.

voli e subì un processo continuo di sviluppo passando dai 115 CV del 1930 ai 130 CV del 1936.

In questo periodo la Piaggio si limitò a costruire nei suoi stabilimenti di Pontedera i motori Bristol Jupiter VI e VIII su licenza.

Altri costruttori di minor importanza si dedicarono a motori di piccola potenza per aerei da turismo: Farina studiò una serie di motori stellari, la Compagnia Nazionale Aeronautica curò invece i motori con cilindri in linea, dopo aver prodotto anch'essa un motore stellare, il tipo C 7, che fu installato su qualche aereo e conquistò nel 1932 il record mondiale di altezza per la categoria turismo con 9282 m.

Un rientro nel campo aeronautico fu tentato dalla Itala, con un interessante motore a 12 cilindri a V, refrigerato ad acqua, con compressore e riduttore disegnato dall'Ing. Cappa per il Concorso Nazionale per un motore commerciale, bandito nel 1923.

Tale motore, non avendo il Concorso di cui sopra avuto alcun esito, venne costruito soltanto nel 1927 e si distingueva (fig. 36) per la « pulizia » della sua linea esterna, come del resto tutti i progetti dell'Ing. Cappa.

Una così intensa attività di costruzione da parte delle nostre

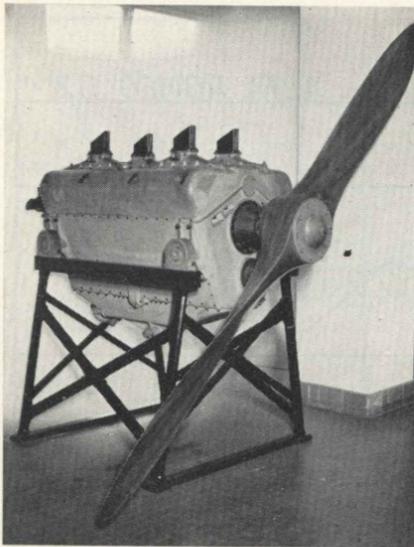


Fig. 36 - L'originale motore Itala Cappa 18 (430 CV a 2300 g/1') che chiaramente denuncia la mano del suo progettista, famoso per la cura che poneva nell'assicurare una linea «pulita» ai suoi motori ed alle sue autovetture.  
(Foto Ist. Macchine)

maggiori Case richiedeva naturalmente la costruzione di grandi impianti sperimentali. Sorsero così presso la FIAT e la Isotta Fraschini due notevoli impianti per le prove dei motori in condizioni di alta quota che sostituirono i primitivi banchi sperimentali sui valichi del Moncenisio (2000 m) e dello Stelvio (2700 m) usati rispettivamente dalla FIAT e Alfa Romeo.

Quello della FIAT, terminato nel 1933, consentiva di provare motori refrigerati a liquido della potenza massima di 1000 CV (500 CV se refrigerati ad aria) sino alle condizioni corrispondenti ad una quota di 5000 m ed una velocità di 150 km/h. Notevolissima l'apparecchiatura automatica destinata a mantenere invariate le temperature e le pressioni durante la prova.

Quello della Isotta Fraschini, del 1932, era destinato alle prove di soli motori refrigerati a liquido di potenza sino a 800 CV; le condizioni corrispondenti alla quota di 10.000 m potevano infatti essere riprodotte unicamente per quanto riguardava l'aspirazione e lo scarico del motore in prova.

Tali due impianti, successivamente potenziati e perfezionati, andarono poi distrutti per eventi bellici. Tuttavia esistente è invece il piccolo impianto sperimentale

costruito nel 1936 ad opera del Prof. Capetti presso il Laboratorio di Aeronautica del Politecnico di Torino (fig. 37) che, limitato alle prove su monocilindri, consentiva le prove su motori della potenza massima di 50 CV (se refrigerati a liquido, 15 CV se refrigerati ad aria) sino alla quota di 15.000 m, e con potenze minori sino a 20.000 m, con completa simulazione delle condizioni ambiente e di volo sia all'esterno del motore che all'alimentazione e scarico.

#### 4) 1935-1945

Può apparire strano che, dopo tanti brillanti successi e tanti record i mezzi con cui la nostra Aeronautica affrontò il secondo conflitto mondiale, si siano manifestati inferiori, qualitativamente e quantitativamente, a quelli delle altre nazioni, salvo alcune eccezioni.

Per quanto riguarda i motori contribuì indubbiamente a tale stato di cose la decisione, presa verso il 1933-34, di abbandonare i motori refrigerati a liquido, sui quali le nostre maggiori Case costruttrici avevano ormai raccolto una notevole esperienza, per passare a motori refrigerati ad aria, soprattutto stellari, ai quali tale

esperienza non poteva essere direttamente applicata.

Sarebbe stato necessario un lungo periodo di tempo per poter raggiungere in questo campo il grado di perfezione che, nel decennio precedente, i nostri costruttori avevano ottenuto con i loro motori a 12 cilindri a V, tanto più che, ora, la messa a punto dei motori era resa ancor più difficoltosa dalla necessità di sostituire materiali «autarchici» a quelli di uso normale, oltre che dalla maggior complessità dei motori stessi.

I nostri tecnici fecero miracoli ma il precipitare degli eventi obbligò in molti casi a porre in produzione motori non ancora sufficientemente sperimentati (come l'A 80, il Delta ecc.) la cui messa a punto venne eseguita quando già erano stati installati su numerosi aerei in servizio; altri prototipi particolarmente promettenti (FIAT A 82, Piaggio P XXII, Isotta Fraschini Zeta) non riuscirono a giungere alla produzione in serie e altri ancora rimasero allo stato di studio.

La nostra Aviazione iniziò di conseguenza il conflitto con motori (FIAT A 74, Alfa Romeo 126, Piaggio XI) ottimi ma di potenza insufficiente alle mutate esigenze belliche cosicché, oltre a

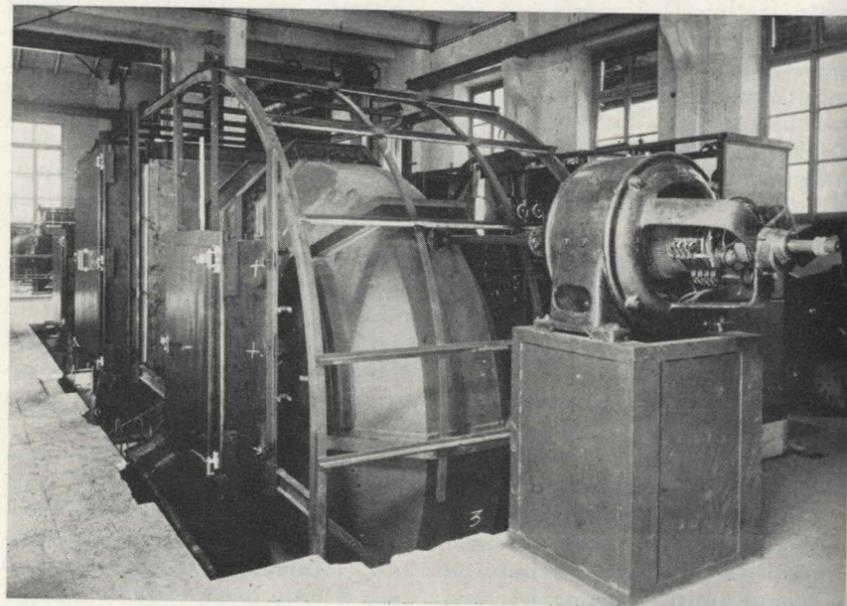


Fig. 37 - La galleria per le prove dei motori in condizioni stratosferiche del Laboratorio di Aeronautica del R. Politecnico di Torino in fase di montaggio prima dell'applicazione del rivestimento esterno isolante.  
(Foto Ist. Macchine)

non disporre di aerei di caratteristiche paragonabili a quelli delle altre nazioni non si poté usare quella riserva di potenza che sarebbe, ad esempio, stata necessaria per installare efficienti filtri anti-sabbia sui velivoli destinati in Africa Settentrionale.

D'altra parte l'uso di materiali «autarchici», se non pose all'inizio gravi limitazioni alle prestazioni dei motori di nuovo progetto, impedì poi di sviluppare i motori esistenti, come dimostrò la difficoltosa e lunga messa a punto dell'A 76 (poi abbandonato), derivato dall'A 74, dell'Alfa Romeo 131, derivato dal tipo 126, ecc.

Mancava cioè ai nostri motori, una volta messi a punto, quella capacità di adeguare via via le loro prestazioni alle sempre crescenti richieste che ebbero invece motori famosi come il Rolls Royce Merlin inglese, la serie dei Daimler Benz, BMW, Junkers tedeschi, dei Pratt & Whitney americani ecc. Infatti i nostri progettisti avevano dovuto spingere «al limite» il loro progetto originale per riuscire ad ottenere prestazioni accettabili, al momento dell'inizio dello studio, compatibilmente con l'impiego dei materiali «autarchici».

Ulteriori difficoltà vennero dalle cattive caratteristiche delle benzine che, per raggiungere anche il modesto N.O. 87 sul quale era ancora nel 1942 standardizzata la maggioranza dei nostri motori (e solo per alcuni prototipi si pensava di adottare benzine con N.O. 93) richiedevano forti aggiunte di piombo tetrattile con conseguenti inconvenienti alle valvole, nonché dall'uso di olio di ricino come lubrificante.

Occorre infine ricordare che i contratti che le Ditte stipulavano con l'Aeronautica Militare prevedevano la costruzione di uno o più esemplari di motori capaci di superare determinate prove di omologazione, contrariamente a quanto avveniva in altre nazioni in cui invece venivano stipulati contratti separati per lo studio preliminare, il disegno, la costruzione del prototipo, la messa a punto del prototipo. Di conseguenza, anche se poi in realtà i preventivi di costo non erano fatti rispettare con troppa fiscalità dell'A.M., le nostre

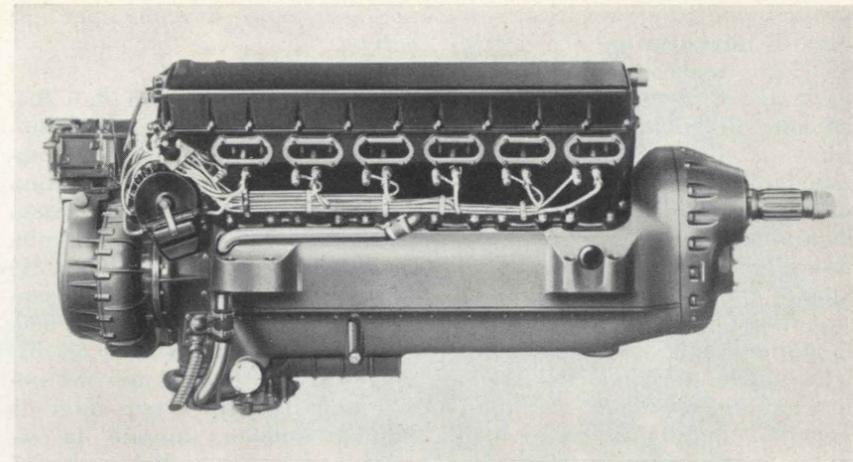


Fig. 38 - Una occasione persa: il motore FIAT A33RC35 con compressore (1935): 700 CV a 2600 g/1' a 3500 m.  
(Foto FIAT)

Ditte si trovavano invogliate a «procedere sul sicuro» piuttosto che arrischiare le loro scarse risorse in progetti propri.

L'abbandono del motore refrigerato a liquido appare, alla luce dei fatti, del tutto ingiustificato quando si pensa che tutte le principali aviazioni, con l'unica eccezione di quella giapponese che però soffrì delle medesime limitazioni della nostra, sia pure in un tempo successivo, usarono durante il conflitto quasi esclusivamente motori a 12 cilindri a V refrigerati a liquido per i loro aerei più veloci (Rolls Royce Merlin e Griffon, Allison V 1710, Daimler Benz DB 601 e DB 605, Jumo Ju 211, Hispano Suiza 12 Y, il russo M 105 ecc.).

Eppure dall'ottimo FIAT A 30 già nel 1935 era stato sviluppato, con l'aggiunta di un compressore centrifugo, il FIAT A 33 RC 35 (fig. 38) dal quale avrebbe, forse, potuto nascere il «Merlin» italiano come dal similare Kestrel era nato il famoso motore inglese. Tale motore venne purtroppo abbandonato e solo a guerra iniziata si riprese lo studio di motori refrigerati a liquido (FIAT A 38, Reggiane Re 103) che rimasero, per mancanza di tempo, allo stadio del prototipo.

Si cercò di ovviarvi costruendo su licenza i Daimler Benz 601 (Alfa Romeo RA 1000) e 605 (FIAT RA 1050): effettivamente tali motori installati su aerei da caccia, insieme ai pochissimi esemplari giuntici dalla Germania, ci consentirono di disporre final-

mente di mezzi (FIAT G 55, Macchi MC 202 e 205, Reggiane Re 2001 e 2005) che potevano stare alla pari degli Spitfire e dei Mustang ed erano superiori ai Curtiss P 40 ed agli Hurricane che avevano fatto strage dei nostri G 50, CR 42, MC 200. Purtroppo tali motori arrivarono tardi e in numero insufficiente di esemplari, quando ormai la nostra aviazione era ridotta all'estremo.

Inoltre anche i Daimler Benz, nonostante numericamente fosse- ro i motori più usati dalla Luftwaffe, non erano all'altezza dei motori avversari e soprattutto del più volte citato Merlin: un grave inconveniente era rappresentato dalla scarsa durata di funzionamento tra le revisioni che diventava indispensabile eseguire dopo 20÷50 ore di volo, con ulteriore sovraccarico della nostra inadeguata struttura industriale. E questo difetto si avvertiva sia in Germania, ove però la grande produzione consentiva, almeno nei primi anni del conflitto, di farvi fronte agevolmente, sia nel lontano Giappone dove il motore Kawasaki Ha. 40 derivato anch'esso dal Daimler Benz DB 601 e montato sui caccia Kawasaki Ki. 61, diede luogo a tali inconvenienti che lo si dovette abbandonare e adottare, per le cellule già costruite, un motore stellare di produzione nazionale.

Contro un tale accumulo di circostanze sfavorevoli: errata impostazione della politica costruttiva, mancanza di materie prime, errata impostazione tecnica della

nostra strategia aeronautica, scarsa di infrastrutture e mezzi industriali, mancanza di tempo, scarsa di mezzi sperimentali, difficoltà di comunicazioni, mancanza di rifornimenti, ben poco poté fare il valore dei nostri tecnici i quali pure in questo periodo seppero ancora realizzare dei motori veramente interessanti. Appare quindi ingiustificata l'affermazione, troppo sovente fatta da studiosi esteri, che l'inferiorità della nostra aviazione nel secondo conflitto mondiale sia unicamente dovuta alla incapacità della nostra industria di costruire motori di caratteristiche adeguate. La nostra industria aeromotoristica si trovò costretta a seguire direttive errate, a fare in fretta proprio quando le si chiedeva una conversione tecnica che avrebbe richiesto almeno un decennio, e a lavorare in condizioni ambientali proibitive.

Ciò nonostante costruì motori che potevano stare al pari dei più diffusi tipi esteri: non poté mai produrli in numero sufficiente co-

me del resto avvenne per gli aerei.

L'Alfa Romeo derivò dal Bristol Pegasus tutta una serie di motori con 9 cilindri a stella, compressore e riduttore. Si seguirono così, con continui perfezionamenti: il tipo 125, costruito in piccola serie, l'ottimo 126 (fig. 39) prodotto in gran numero di esemplari per gli aerei Cant. Z 506, Savoia Marchetti SM 79 e SM 81, FIAT G 12 e che fu uno dei nostri motori « tipo » per aerei da bombardamento durante la seconda guerra mondiale; il 127 per alte quote; il 128, anch'esso costruito in grande serie e destinato alla sostituzione del 126; infine il 131 che, per i noti eventi del 1943, non progredì oltre il prototipo.

Tutti questi motori riprendevano i particolari costruttivi del motore di origine e in special modo l'uso di 4 valvole per cilindro, abbastanza inconsueto in motori stellari.

Sul motore Alfa 126 RC 34 si

verificò tutta una serie di incidenti al decollo che ben dimostrano con quali difficoltà avessero a che fare i nostri progettisti; accadeva infatti che, in conseguenza dell'uso di olio di ricino e di benzina con forti percentuali di piombo tetraetile, gli steli delle valvole si ricoprivano rapidamente di incrostazioni.

Quando, a motore ben caldo, l'aereo iniziava il decollo i carter della distribuzione, investiti dal vento relativo, subivano un brusco raffreddamento che era sufficiente a provocare il blocco delle valvole, particolarmente di quelle di aspirazione, con conseguenti paurosi ritorni di fiamma. Per porvi rimedio durante la guerra parecchi motoristi dei reparti, piuttosto che provvedere a continue disincrostazioni degli steli valvole, eliminarono di loro iniziativa parte della refrigerazione dal lato aspirazione dei cilindri.

L'Alfa Romeo 126 RC 34 installato sull'idrovolante Cant. Z. 506 B conquistò, tra il 1936 e il 1937, ben 11 primati mondiali di altezza, distanza e velocità con carico nella categoria idro; installato su una pattuglia di Savoia Marchetti SM 79 T (i « Sorci Verdi ») compì nel gennaio 1938 il raid Roma - Rio de Janeiro.

Altri primati di altezza con carico per idrovolanti furono battuti dai pochi esemplari di motori Alfa 127 RC 50 e 127 RC 55 montati su Cant. Z. 506 B, mentre un trimotore Savoia Marchetti SM 82 munito di motori 128 RC 21 batté nel 1938 i primati mondiali di distanza in circuito chiuso, con 12.973 km volati, e di velocità su 10.000 km alla media di 236,970 km/h.

Alcuni esemplari sperimentali del motore 131 RC 14/50 furono infine installati sul Savoia Marchetti SM 95, il nostro primo moderno quadrimotore da trasporto che rimase, per eventi bellici, allo stadio di prototipo sino al 1948, quando ne venne ripresa la fabbricazione in piccola serie ma con motori esteri o con motori 128 RC 18 residuati bellici.

I motori Alfa Romeo si distinguono dagli altri nostri motori per ammettere pressioni di alimentazione relativamente elevate:

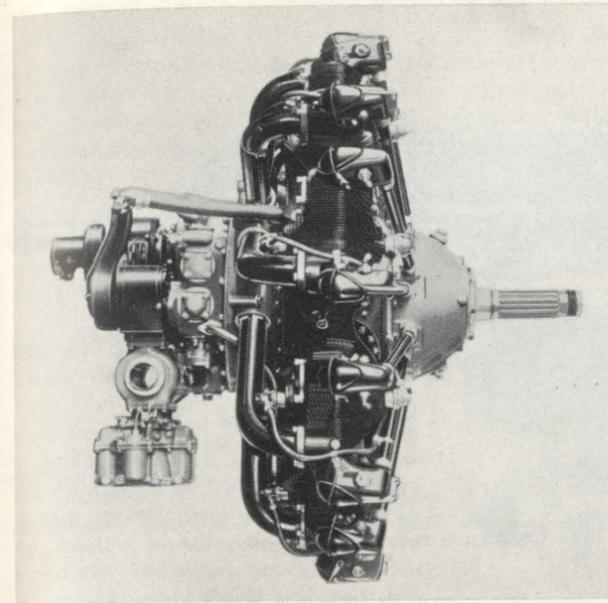


Fig. 40 - Il motore FIAT A59 (Pratt & Whitney Hornet): 700 CV a 2150 g/l' a 2100 m. (Foto FIAT)

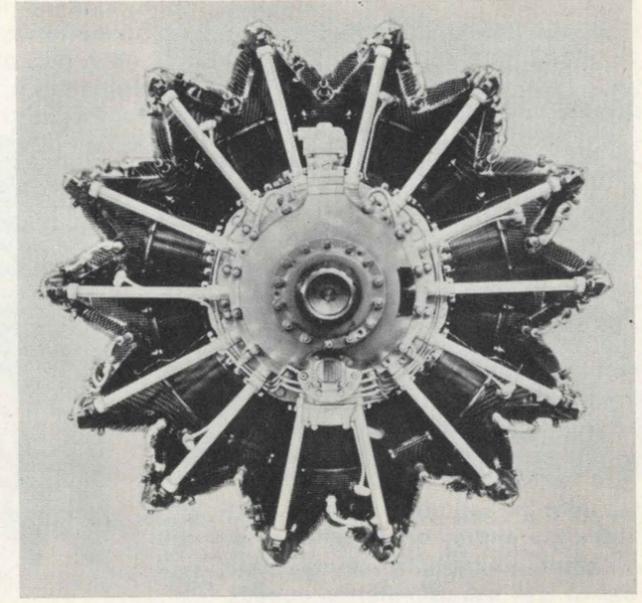


Fig. 41 - Il motore FIAT A74RC38: 840 CV a 2400 g/l' a 3800 m; durante la seconda guerra mondiale equipaggiò i caccia FIAT G50 e CR42 e i Macchi MC200; rimase in produzione sino al 1943 per le sue ottime qualità nonostante ormai superato come prestazioni. (Foto FIAT)

la massima pressione di alimentazione andò infatti continuamente crescendo dagli 870 mm Hg del tipo 125 a 940 mm Hg del tipo 126, a 1030 mm Hg nel tipo 128 e nel modello 131 avrebbe dovuto essere di 1160 mm Hg. Per contro nei motori Isotta Fraschini raramente si superavano pressioni massime di alimentazione di 950 mm Hg e solo nel motore Zeta (vedi dopo) si giunse a 1250 mm Hg. Pressioni di alimentazioni ancora più basse erano usate nei motori FIAT.

Mediante « raddoppio » del motore base si ricavarono i tipi 135 e 138 con 18 cilindri a doppia stella, il primo dei quali fu costruito in un certo numero di esemplari, rimanendo anche per qualche tempo il più potente dei nostri motori. Allo stadio di progetto rimase invece il tipo 101 con 28 cilindri a quadrupla stella.

All'Alfa Romeo fu pure commissionata la produzione del motore tedesco Daimler Benz 601 A, sotto la denominazione di RA 1000 RC 41 I « Tifone »: purtroppo tale motore, che doveva servire per i moderni caccia Macchi MC 202 e Reggiane Re 2001, non fu mai disponibile in più di 50-60 esemplari al mese, tanto che a fianco del MC 202 si dovette mantenere in produzione il pre-

cedente MC 200, di caratteristiche molto inferiori ma che utilizzava il motore FIAT A 74 del quale si aveva una certa disponibilità.

Nel campo delle minori potenze l'Alfa Romeo sviluppò dalla serie dei motori De Havilland Gipsy i tipi 110 e 115, rispettivamente a 4 e 6 cilindri in linea invertiti, refrigerati ad aria, largamente impiegati su tutti i nostri aerei da turismo e scuola del periodo. Fu anche progettato un nuovo modello, il tipo 111, che gli avvenimenti del 1943, al solito, costrinsero ad abbandonare.

Abbandonata la serie dei motori refrigerati a liquido la FIAT concentrò quasi tutta la sua attività su motori stellari.

Inizialmente avrebbe dovuto essere prodotto in piccola serie il Gnome 14 Ksd (motori Gnome erano anche costruiti dalla Piaggio e dall'Isotta Fraschini), con la denominazione A 58, la cui costruzione fu sospesa quando si decise di lasciare alla Piaggio lo sviluppo dei motori derivati dal Gnome.

Venne quindi acquistata dalla Pratt & Whitney la licenza dell'« Hornet » che avrebbe dovuto essere prodotto come A 59. Purtroppo si dovette subito constatare che il motore americano non

era stato messo a punto dalla Casa madre: continui incollamenti delle fasce elastiche obbligarono a sostituire il tipo normale di segmenti con un tipo speciale, studiato dalla Pratt & Whitney, che incorporava un anello autolubrificante in bronzo sinterizzato, mentre si aumentavano nel contempo i giochi.

Il motore (fig. 40) poté così iniziare le prove di omologazione che però furono interrotte per la rottura dell'albero a gomito; si vide così che l'« Hornet », calcolato per rispondere alle norme U.S.A. molto meno severe che non quelle della nostra Aeronautica, non era sufficientemente dimensionato.

Modificato e irrobustito l'albero a gomito vennero prodotti i primi esemplari che subito denunciarono una rapida usura dei puntalini delle aste di comando delle valvole di aspirazione che, come in quasi tutti gli stellari dell'epoca, erano lubrificati a grasso.

I tecnici della FIAT dovettero così studiare un sistema di lubrificazione forzata del comando della distribuzione, sistema che diede ottimi risultati tanto che venne adottato dalla stessa Pratt & Whitney per i suoi motori.

Intanto però era passato del tempo e quando l'A 59 fu final-

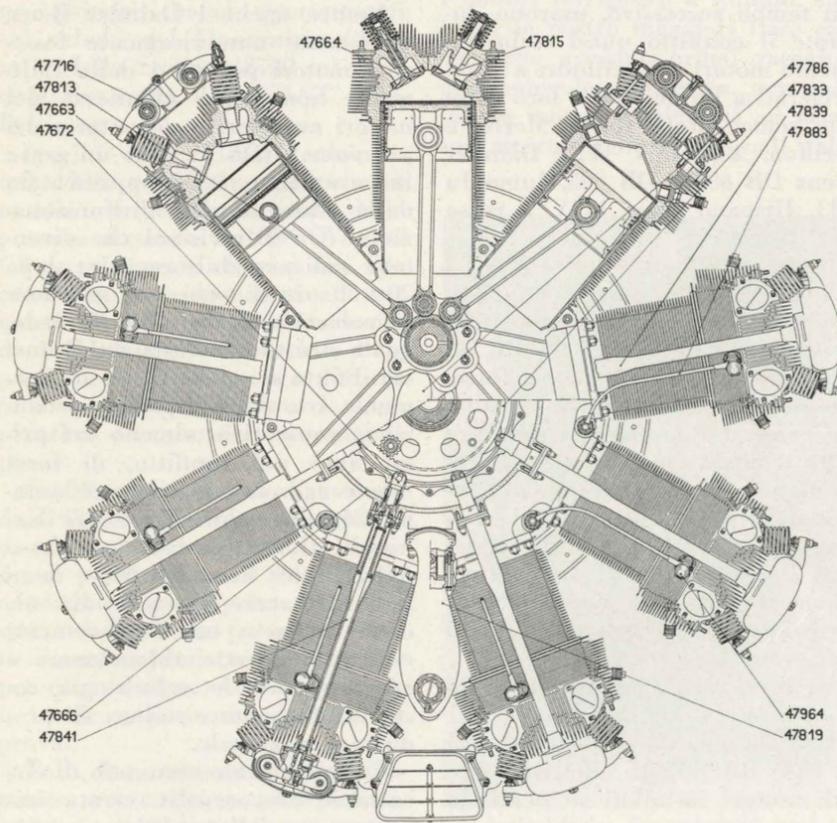


Fig. 39 - Sezione trasversale del motore Alfa Romeo 126RC34: 750 CV a 2300 g/l' a 3400 m; equipaggiò i nostri aerei da bombardamento e da trasporto durante la seconda guerra mondiale.

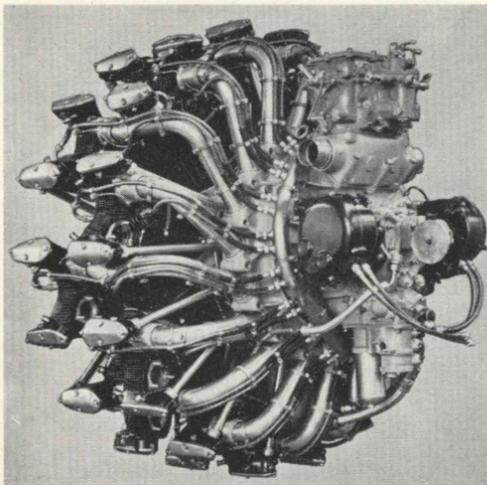


Fig. 42 - Il motore FIAT A80RC41: 1000 CV a 2100 g/l' a 4100 m; la sua affrettata messa in servizio gli procurò una immeritata cattiva fama; fu comunque uno dei nostri motori « tipo » del periodo 1940-43. (Foto FIAT)

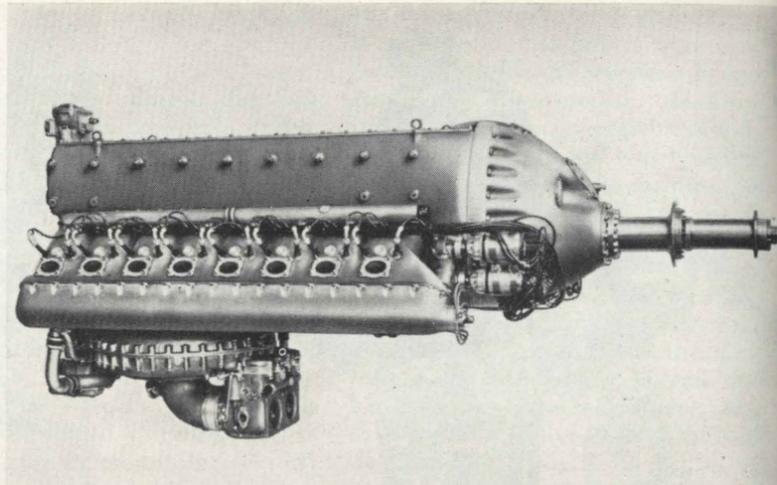


Fig. 43 - Il motore sperimentale FIAT A38RC15/45 dalle ottime caratteristiche: 1200 CV a 2800 g/l' a 4500 m.

mente a punto i suoi 700 CV erano ormai insufficienti per i velivoli che si contava di mettere in linea.

Se ne tentò una estrapolazione con l'A 78 ma con scarso successo avendo dovuto far ricorso a materiali « autarchici » e quindi la serie « Pratt & Whitney » non ebbe seguito, al contrario di quelle « Bristol » (Alfa Romeo) e « Gnome » (Piaggio).

Nel frattempo erano stati progettati due motori che, pur conservando alcune particolarità costruttive dei due modelli prima citati, si potevano considerare nei loro complessi originali, soprattutto perché in essi si era tenuta nel dovuto conto la necessità di usare materiali « autarchici » e si era adottata la disposizione su due stelle. Nel loro progetto la FIAT aveva potuto porre a frutto l'esperienza fatta con l'A 59 cosicché i due motori, uno: A 74, destinato ad aerei da caccia, l'altro: A 80, destinato ad aerei da bombardamento e trasporto, si prevedeva avrebbero potuto costituire l'equipaggiamento standard della nostra aviazione.

L'A 74 (fig. 41) rispose effettivamente all'aspettativa e si dimostrò subito un ottimo motore, sicuro ed efficiente anche se non molto potente: fu costruito in grande serie (5500 esemplari) dalla FIAT e dalla Reggiane e servì durante tutto il secondo conflitto mondiale sui caccia della serie

messa a punto immediatamente prima del suo scoppio: FIAT G 50, Macchi MC 200, FIAT CR 42. Era un motore con 14 cilindri su due stelle, con riduttore epicicloide a ingranaggi conici (l'A 59 aveva invece il classico riduttore P. & W. a ingranaggi cilindrici), compressore centrifugo ad una sola velocità, preriscaldatore della miscela. Ispirato ai motori Pratt & Whitney era il tipico albero a gomiti in due metà collegate da flangie centrali costituenti anche sede per il cuscinetto centrale di banco a rulli.

Caratteristica degli stellari FIAT era pure il basamento fuso in due parti collegate poi tra di loro da bulloni assiali mentre, p. es., gli stellari Piaggio adottavano basamenti stampati in un unico pezzo.

Le valvole di scarico erano refrigerate al sodio.

Da esso fu sviluppato l'A 76 la cui messa a punto risultò quanto mai difficoltosa perché, come già detto, i materiali autarchici non consentivano in generale di aumentare le prestazioni di un motore senza maggiorarne le dimensioni; l'A 76 fu quindi abbandonato quando si vide, con il passar del tempo, che i velivoli sui quali doveva essere montato (FIAT G 50 ter, Macchi MC 201) non sarebbero più stati adeguati alle esigenze belliche in quanto superati da quelli muniti di motori refrigerati a liquido.

Si noti che la denominazione A 76 RCA era già stata usata dalla FIAT nel 1934 per un interessante motore, estrapolato dall'A 59, destinato a rispondere alle caratteristiche richieste da un concorso del Ministero dell'Aeronautica per un motore d'alta quota. Tale motore, che rimase allo stato di studio, avrebbe dovuto essere munito di un compressore centrifugo a due stadi, di cui uno inserito solo a quote superiori a 5500 m, e sarebbe stato capace di fornire, a 2400 g/l', 550 CV a 10.000 m.

Dall'A 76 RC 40 fu derivato, nel 1943, l'A 77, con compressore a due velocità: anche questo motore non andò oltre lo stadio del prototipo e venne definitivamente abbandonato nel 1945.

Minor successo, almeno inizialmente, ebbe l'A 80 (fig. 42) con 18 cilindri di diametro eguale a quello dell'A 74 ma corsa maggiore, il quale venne prodotto in realtà, prima dell'A 74. L'architettura con 2 stelle di 9 cilindri era inconsueta per l'epoca e venne adottata per la prima volta dalla FIAT con questo motore.

Nonostante molte delle caratteristiche costruttive dell'A 80 fossero identiche a quelle del fratello minore, esso si guadagnò una cattiva fama in quanto l'esigenza di disporre rapidamente di motori di potenza intorno ai 1000 CV lo fece porre in produzione prima che se ne potesse eseguire una vera messa a punto. Sugli esemplari

di serie si ebbe perciò tutta una serie di incidenti che richiesero continue modifiche: prodotto in circa 2000 esemplari venne usato sui bombardieri FIAT BR 20, Savoia Marchetti SM 79, Breda Ba 65 e sugli idro Cant. Z 506 ma poté dirsi veramente messo a punto solo a guerra inoltrata, quando ormai le sue prestazioni non erano più sufficienti.

Nel 1942 ne venne tratto l'A 82, con una ulteriore maggiorazione della corsa, diversa alettatura dei cilindri a passo molto più fine, e altri perfezionamenti. L'A 82, costruito in piccola serie, equipaggiò i FIAT BR 20 bis ma ormai questo tipo di aereo, l'unico nostro bombardiere bimotore prodotto in serie, era definitivamente superato dagli sviluppi della tecnica.

Un ulteriore sviluppo avrebbe dovuto essere l'A 83 con compressore a due velocità: prima del termine delle ostilità ne fu costruito qualche esemplare.

Si è già fatto osservare come nei motori FIAT le pressioni massime di alimentazione fossero relativamente ridotte: 890 mm Hg nell'A 74, 850 mm Hg nell'A 76, 820 mm Hg nell'A 80. Una tale pratica costruttiva rispondeva alla esigenza di usare benzina di qualità scadente senza eccessive aggiunte di piombo tetraetile, che davano luogo agli inconvenienti già ricordati a proposito dell'Alfa 128; naturalmente era necessario un notevole alleggerimento delle strutture per poter mantenere egualmente rapporti peso/poten-

za ragionevoli, ciò che forse spiega alcuni degli inconvenienti ricordati a proposito dell'A 80.

Frattanto si era resa evidente la fallacia della politica del « tutto refrigerato ad aria »: la FIAT costruì così nel 1941 su progetto dell'Ing. Fessia un motore a 16 cilindri a V di 90° invertito, re-

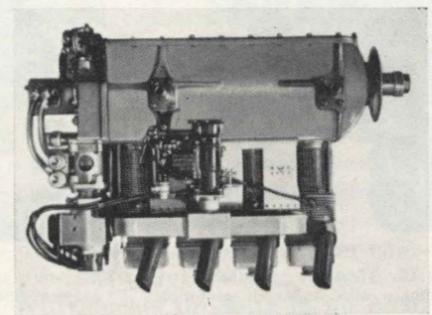


Fig. 44 - Il motore C.A.N.S.A. C80 destinato agli aerei da turismo del dopoguerra ma mai prodotto in serie: 80 CV a 2200 g/l'.

frigerato a liquido: l'A 38 RC 15/45 (fig. 43), con compressore a due velocità disposto entro il V dei cilindri con il suo asse perpendicolare a quello del motore, previsto per l'uso di eliche controrotanti.

Come si vede da fig. 26 tale motore aveva caratteristiche molto interessanti però, dato il tempo che sarebbe stato necessario per la sua messa a punto, si preferì affidare alla FIAT la costruzione su licenza del Daimler Benz DB 605 A (RA 1050 RC 58) destinato ai caccia della serie « 5 » (G 55, MC 205, Re 2005) e a numerosi altri prototipi che erano

allo studio tra il 1942 e il 1943 come i Savoia Marchetti SM 91 e SM 93. Si è già ricordato come gli eventi bellici non abbiano consentito di produrre un sensibile numero di tali motori; alcuni furono costruiti tra il 1943 e il 1945 per l'aviazione della R.S.I.

La C.A.N.S.A., consociata della FIAT, oltre a costruire anch'essa lo RA 1050 (per il quale si erano apprestati nuovi stabilimenti nella « Baraggia » del Verellese che però non furono in pratica utilizzati) mise a punto un prototipo di motore a quattro cilindri in linea invertiti refrigerati ad aria: C 80 (fig. 44), di costruzione particolarmente semplice e robusta. In esso le testate erano riportate sulle canne cilindri e tutto il gruppo testata-cilindro era fissato al basamento con quattro lunghi prigionieri.

L'Isotta Fraschini continuò nella serie « Asso XI » l'architettura generale del precedente « Asso 500 » con 12 cilindri a V con camicie di refrigerazione separate e testate uniche per ogni fila: divennero però equipaggiamento standard il riduttore e il compressore, con pressione massima di alimentazione di 900 mm Hg al decollo, portata poi negli ultimi tipi con valvole refrigerate al sodio sino a 930 mm Hg.

L'Asso XI fu impiegato su diversi aerei ma con il passare del tempo divenne sempre più evidente che si trattava di un modello ormai superato e la guerra lo trovò installato soltanto sui « Mamma aiuto » (gli idro Cant.

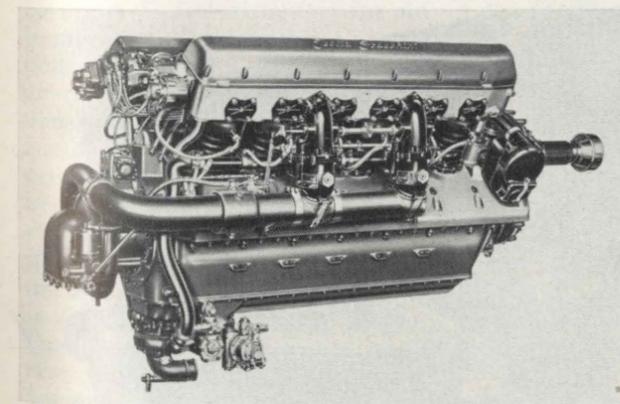


Fig. 45 - Il motore Isotta Fraschini ASL121R2C15, derivato dagli « Asso » 500: 880 CV a 2250 giri/l' a 1500 m. (Foto Isotta Fraschini)

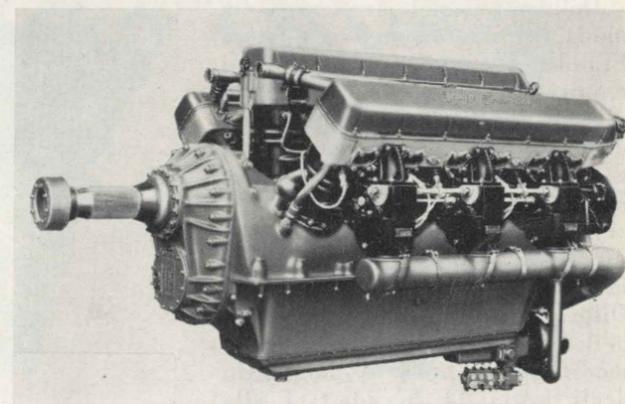


Fig. 46 - Il motore Isotta Fraschini Asso 750 RC35: 870 CV, 1850 g/l', a 3500 m; venne mantenuto in produzione, anche quando il suo peso di 0,9 kg/CV lo doveva far considerare ormai come soprassato, in mancanza di altri motori refrigerati a liquido. (Foto Isotta Fraschini)

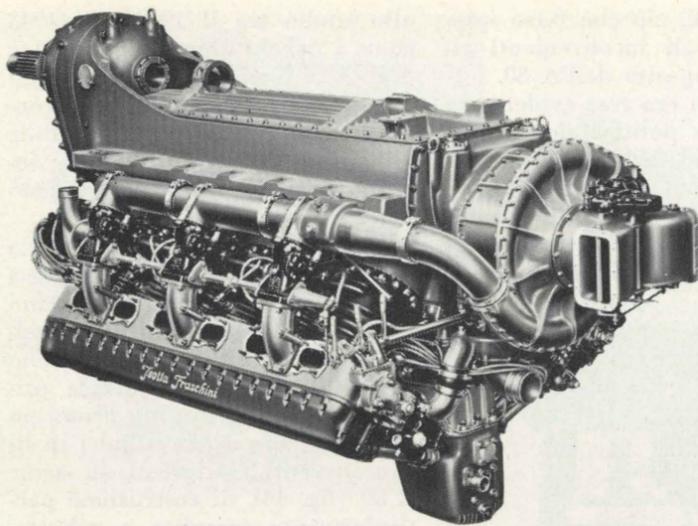


Fig. 47 - Il motore Isotta Fraschini ASL180IRCC45: 1300 CV a 2200 g/l' a 4500 m; versione modernizzata dell'Asso 750 rimase allo stadio di prototipo. (Foto Isotta Fraschini)

Z 501) della ricognizione marittima. Anch'esso... in gioventù, batté numerosi record installato sui medesimi idro.

Una ulteriore evoluzione dell'Asso XI fu l'Asso L 121 nel quale, pur conservando la medesima struttura generale (fig. 45), era stata portata a 950 mm Hg la massima pressione di alimentazione ed erano stati introdotti altri perfezionamenti di dettaglio.

Venne anche continuata la serie dei motori con 18 cilindri a W, prima con l'Asso 750 RC (fig. 46), con compressore (pressione massima al decollo: 820 mm Hg) e riduttore e poi con il più moderno Asso L 180 (fig. 47) con disposizione invertita dei cilindri, che però rimase allo stato di prototipo: utilizzava gli stessi cilindri dell'Asso XI e 121.

Delineatasi nel frattempo la moda del motore stellare l'Isotta Fraschini produsse dapprima i motori Gnome K 14 (fig. 48) in diverse versioni, usati sugli aerei da combattimento Breda 65 e 88 e sui bombardieri Savoia Marchetti SM 81.

Essendosi però constatata l'assurdità di far costruire il medesimo tipo base di motore da due Ditte (Isotta e Piaggio), ognuna delle quali apportava le proprie modifiche, la linea di montaggio degli Isotta 14 fu adattata alla produzione dei similari motori Piaggio cosicché la serie continuò con i Piaggio P VII C 16, P IX RC 40, P X RC 10. Durante la

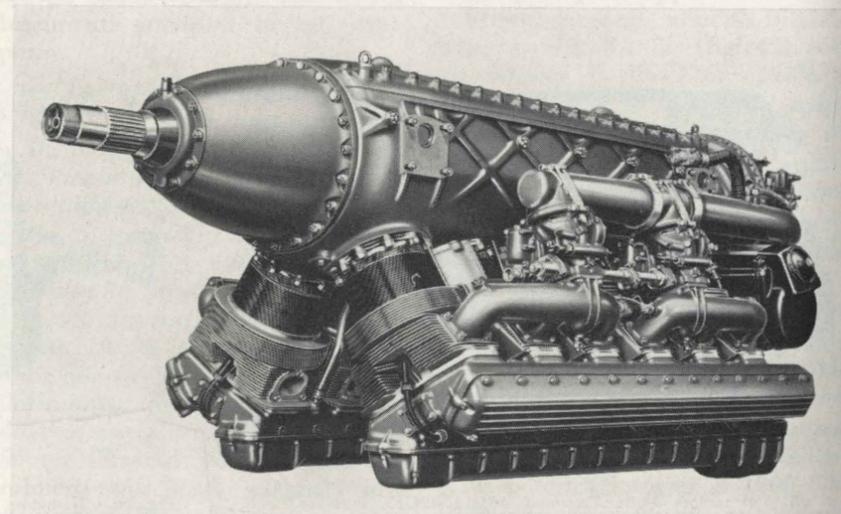


Fig. 49 - Il moderno motore Isotta Fraschini «Gamma» RC35I: 520 CV a 2500 g/l' a 3500 m. (Foto Isotta Fraschini)

guerra l'Isotta costruì anche motori del modello Alfa Romeo 126 RC 34.

Scarso successo ebbe la serie dei motori «Astro» a 7 e 14 cilindri a stella, di progetto originale, dei quali vennero costruiti solo alcuni prototipi e che non furono impiegati su nessun aereo.

Una moderna serie di motori cominciò ad apparire verso il 1938-39: si trattava di motori con cilindri in linea refrigerati ad aria nel tentativo di conservare almeno parte dell'esperienza fatta con gli «Asso» pur costruendo motori a refrigerazione diretta.

Nel campo delle minori potenze si aveva il «Gamma» (fig. 49) con 12 cilindri invertiti; le canne

cilindro erano flangiate al basamento monoblocco fuso in alluminio, le teste in alluminio erano avvitate a caldo sulle canne e venivano irrigidite superiormente dai carter della distribuzione contenenti i due alberi degli eccentrici; il riduttore era di tipo epicicloidale a ingranaggi cilindrici; secondo l'abitudine dell'Isotta i quattro carburatori erano disposti a valle del compressore e ricevevano l'aria tramite due condotti di mandata posti all'esterno delle file cilindri; al contrario delle serie «Asso» ora i condotti di scarico erano disposti entro il V dei cilindri il che, se rendeva più difficile la refrigerazione dei condotti stessi, era imposto dalla

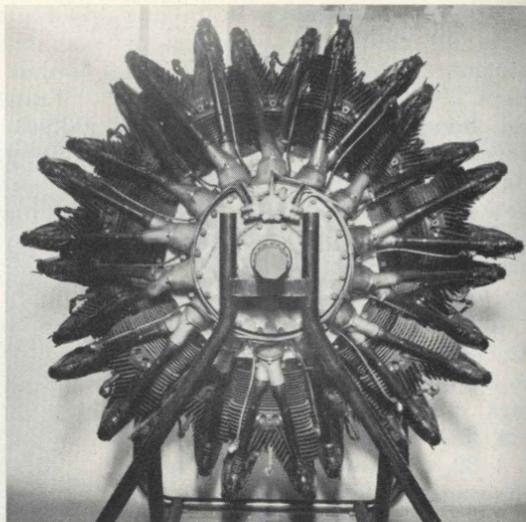


Fig. 48 - Il motore Isotta Fraschini K14: 870 CV a 2400 g/l' a 3200 m; costruito su licenza Gnome e Rhône. (Foto Ist. Macchine)

necessità di mantenere il più corti possibile i tratti interni alle testate; la pressione massima di alimentazione era limitata a 925 mm Hg; l'imbiellaggio continuava ad essere del tipo con biella madre e bielletta.

Come già per gli Asso anche dal «Gamma» fu derivato un motore con una unica fila di cilindri: il «Beta» a cilindri invertiti, costruito in versioni con e senza riduttore.

Entrambi questi tipi di motore ebbero un certo impiego: il «Gamma» sul prototipo di caccia «leggero» SAI 107, il «Beta» sui velivoli da addestramento SAI 7.

Per maggiori potenze venne progettato il «Delta», sempre con 12 cilindri a V invertiti e particolari costruttivi simili a quelli dei motori precedenti (fig. 50), costruito in numerose versioni dovute al fatto che anche per questo motore la messa a punto dovette essere fatta quando già era in produzione di serie. La mancanza di motori con cilindri in linea obbligò infatti a porlo in produzione il più presto possibile.

Si ebbe così una prima serie del tipo Delta RC 35 con pressione massima di alimentazione al decollo limitata a 880 mm Hg e corrispondente potenza di 730 CV; seguì la serie Delta RC 40 nella quale la pressione di alimentazione era stata portata a 980 mm Hg e di conseguenza la potenza al decollo era di 800 CV; nel contempo la velocità massima ammessa era passata da 2400 a 2500 giri/l'. Questi motori furono impiegati sui ricognitori Caproni della serie «300» dove si guadagnarono una pessima fama, ma non per loro colpa, in quanto si riscontrò poi che i difetti risiedevano nell'impianto alimentazione benzina del velivolo. La licenza di costruzione del motore Delta RC 40 fu acquistata, insieme a quella del successivo «Zeta», dalla francese Renault nel 1939 per l'installazione sui caccia «leggeri» Caudron-Renault C.R. 760. Intanto anche da noi si era studiata la possibilità di costruire dei «caccia leggeri», progettati dalla SAI-Ambrosini, che avrebbero consentito di disporre di un

numero apprezzabile di aerei pur con i nostri scarsi mezzi industriali; il progetto non ebbe applicazione pratica per gli avvenimenti del 1943 però è interessante notare come solo in Italia si sia giunti a impostare la produzione in grande serie di tali tipi di aerei: analoghi progetti U.S.A., francesi, inglesi non andarono oltre alla costruzione dei prototipi (Bell XP 77, Miles M 20) o di pochi esemplari (Caudron-Renault C. 714).

Per questa serie di velivoli occorre un motore con quota di ristabilimento più elevata che nei «Delta» RC 35 e RC 40: si studiò quindi una versione con compressore a due velocità che fu effettivamente prodotta in un certo numero di esemplari: Delta RC 17/50 (12 esemplari) con massima pressione di alimentazione 930 mm Hg e 910 CV a 2780 giri/l' al decollo; Delta RC 20/25, con pressione massima 1100 mm Hg e

corrispondente potenza al decollo di 1100 CV a 2850 g/l'. Quest'ultimo tipo avrebbe dovuto costituire la serie definitiva ed essere montato sui caccia leggeri SAI 403 in attesa del modello RC 21/60 con ristabilimento della potenza sino a 6000 m.

Una ulteriore estrapolazione del modello base avrebbe dovuto essere il Delta RC 30/70 con alimentazione ad iniezione, allo studio nel 1943.

Gli avvenimenti bellici avevano però dimostrato che nemmeno la potenza del «Delta» era ormai sufficiente. L'Isotta Fraschini si dedicò allora allo sviluppo del motore «Zeta», con 24 cilindri a X refrigerati ad aria che ebbe una messa a punto ancora più travagliata del «Delta» tanto che ne poterono essere prodotti pochi esemplari del tipo RC 45 serie O e del tipo RC 22/50.

Il primo modello fu lo Zeta RC 35 che iniziò le prove al banco il

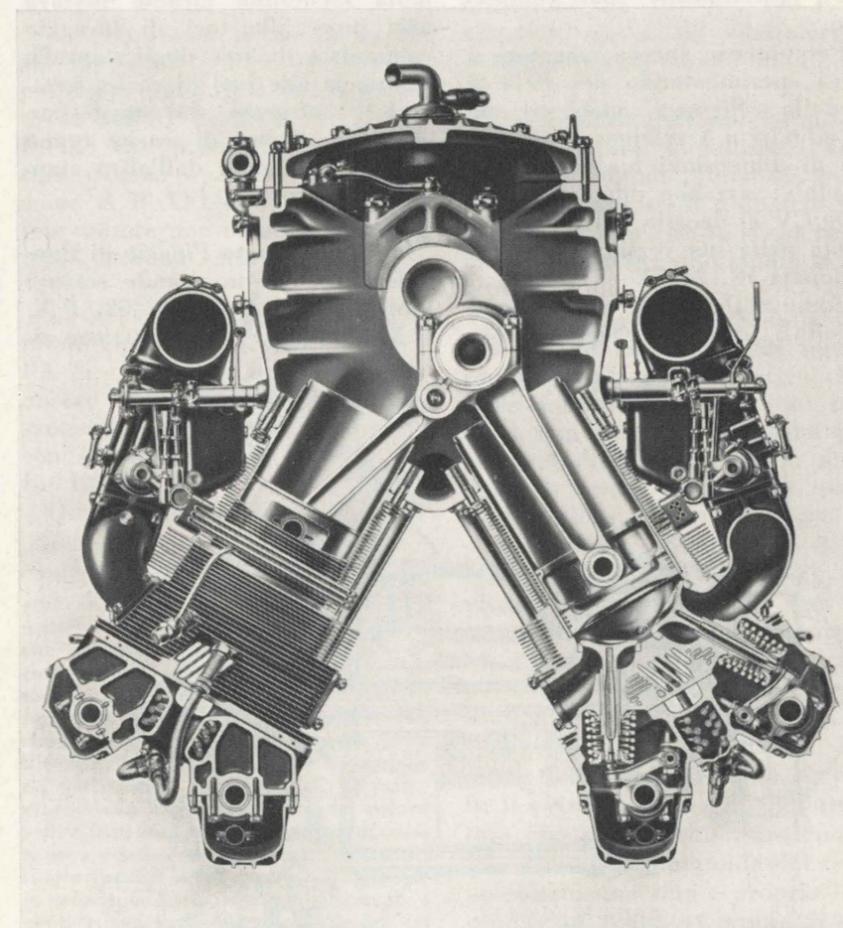


Fig. 50 - Sezione trasversale del motore Isotta Fraschini Delta RC35I: 700 CV a 2400 g/l' a 3500 m; equipaggiò i ricognitori Caproni della seconda guerra mondiale e fu costruito anche su licenza all'estero. (Foto Isotta Fraschini)

28-2-1941; la quota di adattamento di 3500 m era però troppo bassa per le esigenze dei velivoli sui quali avrebbe dovuto essere montato cosicché si ebbero subito dopo le versioni RC 42 e RC 50; la produzione della preserie citata, fatta soprattutto allo scopo di raccogliere esperienza sul comportamento del motore in servizio, si limitò a qualche motore: con una pressione di alimentazione di 1035 mm Hg si avevano al decollo 1250 CV a 2780 g/l'. La versione definitiva avrebbe dovuto avere un compressore a due velocità: si susseguirono così i tipi RC 15/40, RC 22/50, RC 25/60 con quote di ristabilimento sempre maggiori. Il tipo RC 25/60 funzionò per la prima volta al banco l'8-5-1943, però, nel frattempo, era già stato posto in produzione il tipo RC 22/50 (pressione massima 1250 mm Hg, 1750 CV al decollo a 3000 g/l') che avrebbe dovuto essere installato sui caccia Caproni Vizzola F 6 MZ e Reggiane Re 2004, quest'ultimo mai completato.

Per potenze ancora maggiori si stava sperimentando nel 1943 il modello «Sigma», anch'esso con 24 cilindri a X refrigerati ad aria ma di dimensioni maggiori dello «Zeta»: avrebbe dovuto fornire 2000 CV al decollo e 1750 CV in quota nella sua versione più perfezionata RC 25/53.

Come nelle ultime versioni del «Delta» anche il «Sigma» usa-

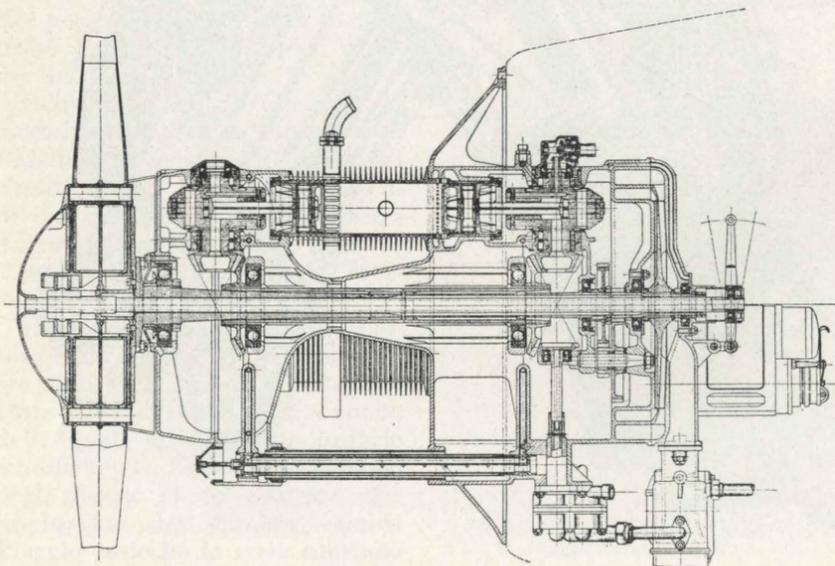


Fig. 51 - Sezione trasversale del motore a due tempi, a revolver, brevetto Fuscaldo, un esemplare del quale fu costruito dalla Carraro su licenza Isotta Fraschini.

va l'alimentazione ad iniezione all'ingresso della girante del compressore.

A titolo di curiosità ricordiamo anche che nel 1935 l'Isotta aveva costruito, cedendo però la licenza alla S. A. Motori Marini Carraro, il motore «a revolver» brevettato dall'Ing. Fuscaldo (fig. 51) con cilindri assiali a stantuffi opposti agenti su manovellismi disposti radialmente e che trasmettevano il moto, mediante ingranaggi conici, ad un albero porta-elica centrale.

L'unico esemplare costruito aveva 3 cilindri a due tempi, diametro 60 mm e corsa doppia; alla velocità di 4000 giri/l' (corrispondenti a 2000 giri/l' dell'albero dell'elica) avrebbe dovuto fornire 60 CV con un peso (senza elica, tubazioni e carenatura) di 82 kg.

Una particolarità di tale motore era il sistema di lavaggio: un ventilatore centrifugo con paletture distinte sulle due facce della medesima girante inviava aria pura alle luci di lavaggio comandate da uno degli stantuffi, e miscela alle luci di carica separate e otturate dal medesimo stantuffo; le luci di scarico erano invece comandate dall'altro stantuffo.

Lo stabilimento Piaggio di Pontedera costruì in grande serie i motori P VII, P IX (fig. 52), P X, P XI, P XVI, P XIX, tutti con ci-

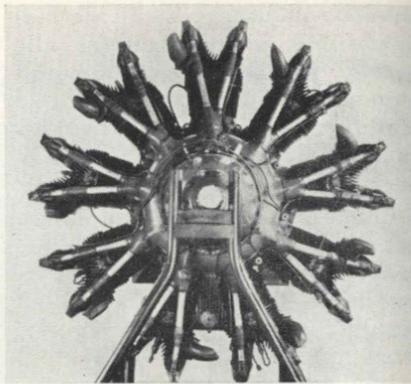


Fig. 52 - Il motore Piaggio PIXR: 600 CV a 2250 g/l'; tipico esempio della serie di motori derivati dalla Piaggio dai modelli Gnome e Rhône.

(Foto Ist. Macchine)

lindri a stella refrigerati ad aria; inizialmente tali motori vennero progettati in collaborazione tecnica con la Gnome francese: più che una vera e propria licenza infatti la Piaggio aveva acquistato il diritto di copiare quello che le pareva opportuno (qualcosa di simile aveva fatto a suo tempo la Gnome con la Bristol inglese). Quasi tutti trovarono largo impiego sui nostri aerei del periodo 1935-1943.

Il modello P VII, costruito in molte versioni con o senza riduttore, aveva 7 cilindri a stella e rappresentava il tipo di minor potenza della famiglia e quello più simile al Gnome 7.

Il P IX (fig. 52) (Gnome K 9), costruito in versioni con o senza compressore, aveva 9 cilindri del medesimo tipo del P VII e fu anch'esso largamente usato in aerei da bombardamento e ricognizione costruiti tra il 1935 e il 1940. Il P X ne costituiva una versione potenziata e adatta al funzionamento a basse quote, con nuovo disegno della testata ad opera di Aldo Spolti. Tale testata fu usata anche sulle ultime serie di P VII.

La stessa testa aveva il motore P XI RC 40 che venne largamente usato sui trimotori Savoia Marchetti (SM 75, SM 79, SM 84) e C.R.D.A. (Cant. Z 1007 bis); durante la guerra fu il motore standard degli SM 79 dei Gruppi aerosiluranti. Una pattuglia di SM 79 C, con motori P XI RC 40 vinse, nel 1937, la famosa corsa Istres-Damasco battendo concorrenti di tutte le nazioni. La versione P XI RC 44, con quota di

adattamento lievemente maggiore, venne invece costruita dalla Reggiane unitamente al tipo RC 40 e usata sui caccia Reggiane Re 2000 e fu una delle poche applicazioni dei motori Piaggio ad aerei relativamente veloci.

D'altra parte il Re 2000 era destinato all'esportazione e non si volle evidentemente equipaggiarlo dei motori (soprattutto FIAT A 74) che erano usati sui caccia in servizio presso la Regia Aeronautica nel medesimo periodo.

I motori Piaggio furono infatti sempre considerati dei motori per aerei da bombardamento, trasporto o ricognizione.

Tipico fu il P XII a doppia stella con 18 cilindri, derivato da Spolti e dall'Ing. Eugenio Mancini dal P XI con un aumento della corsa e tutti i perfezionamenti suggeriti dall'esperienza, che venne usato sui bombardieri quadrimotori P 108, ottimi ma troppo scarsi di numero, e avrebbe dovuto essere montato sui modernissimi bimotori da bombardamento del tipo Cant. Z. 1018.

In piccolo numero di esemplari furono prodotti il P XVI con 9 cilindri a stella e il P XIX, 14 cilindri a doppia stella, derivati direttamente dal P XI.

Nella serie dei motori con 18 cilindri a stella al P XII avrebbero dovuto succedere i più potenti P XV e P XXII che però rimasero, come tanti altri motori, allo stadio di prototipo.

Di alcuni di questi motori vennero costruite speciali versioni con compressori a due stadi e due velocità con carburatore interposto tra i due stadi adattate ad altissime quote.

Così il P XI RC 100/2v fu usato sul Caproni Ca 161 bis del Col. Pezzi per battere, il 22 ottobre 1938, il primato mondiale di altezza con 17.083 m; tale primato è tuttora valido per aerei ad elica.

Anche questo motore, come indica la sua designazione, avrebbe dovuto comportare un compressore a due velocità; si vide però che il Ca 161 decollava con grande facilità, data la sua estrema leggerezza, e il motore usato ebbe un compressore a due stadi ad una sola velocità.

Per battere il record era stata

prevista la possibilità di iniettare nel carburatore del motore ossigeno puro tratto da una bombola; il sistema era stato sperimentato a terra, dove aveva praticamente demolito il motore dopo soli 6' di funzionamento, ma non si aveva nessuna indicazione se avrebbe funzionato anche a quote stratosferiche. Dal barogramma del volo del primato è evidente che il Col. Pezzi ne fece uso nell'ultimo tratto della salita, pur conscio del pericolo che il motore esplodesse da un secondo all'altro<sup>(9)</sup>.

Il motore P XII RC 100/2v avrebbe dovuto essere montato sul bimotore stratosferico Piaggio P 111, primo aereo italiano munito di cabina stagna, il cui prototipo volò però con due motori P XI RC 60.

Un altro motore studiato per le altissime quote avrebbe dovuto essere il P XXI RC 100/2v, versione a 14 cilindri a stella e alesaggio portato a 156 mm, dei P XII e P XV.

È interessante notare nella serie dei motori Piaggio come il progressivo sviluppo abbia portato da motori (come il P VII e il P IX) che poco differivano dal tipo Gnome e Rhone a motori, come il P XXI e P XII, che di tale motore non conservavano più quasi nessuna caratteristica.

Le Officine Reggiane, oltre a produrre numerosi esemplari dell'A 74 e del P XI, come già detto, misero anche a punto un interessantissimo prototipo di motore con 18 cilindri a W invertito: il Re 103 RC 57.

Questo motore era di concezio-

<sup>(9)</sup> Per rendersi conto di che cosa significasse trent'anni fa battere un primato e di che tempra fossero i piloti che affrontavano simili voli si può ricordare che, avendo il Col. Pezzi lamentato in diverse occasioni il cattivo funzionamento del suo scafandro, che rimaneva gonfio anche alle basse quote bloccandogli così le braccia in posizione spalancata e impedendogli di manovrare i comandi, per il volo del record venne installato un «dispositivo di sicurezza» consistente in alcune lamette da rasoio inserite nelle pareti dell'abitacolo in corrispondenza dei punti contro i quali rimanevano bloccate le mani del pilota; questi avrebbe potuto così, sfregando i guanti contro le lamette, provocare lo scoppio dello scafandro e riacquistare la libertà dei movimenti.

ne particolarmente moderna: le quattro valvole per cilindro erano comandate da un unico albero a camme per ogni fila di cilindri, disposto in testa; il compressore a tre velocità, per il ristabilimento della potenza a 1500, 3200 e 5700 m, era montato con il suo asse perpendicolare a quello del motore e a fianco di questo (come nel Daimler Benz DB 605); l'imbiellaggio era del tipo a biella madre con biellette. L'alimentazione avveniva per iniezione diretta nei cilindri: anziché le normali pompe Bosch era usata una speciale pompa, studiata dalla Carraro, ogni elemento della quale era munito di due pompanti: uno per la mandata e l'altro per il reflusso.

Gli avvenimenti del 1943 fecero sospendere il montaggio del compressore a due stadi e quattro velocità che avrebbe dovuto sostituire quello monostadio a tre velocità; con tale compressore il motore avrebbe assunto la denominazione Re 104 RC 100 e la massima quota di adattamento avrebbe dovuto essere di 10.000 m.

Può sembrare strano che si dovesse ricorrere a soluzioni così complesse, quali l'uso di compressori a due stadi e quattro velocità, che non risulta siano nemmeno state poste allo studio nelle altre nazioni.

Ciò però era imposto dalla nostra assoluta mancanza di turbo-compressori a gas di scarico che, oltre a non essere mai stati studiati, non avrebbero neanche potuto essere costruiti per la scarsità di acciai speciali da usare nelle turbine.

Desiderando quindi avere degli efficienti motori d'alta quota diventava indispensabile, con i compressori a comando meccanico, aumentare il numero dei rapporti di velocità e quello degli stadi.

Occorre infine ricordare il famoso Campini-Caproni N. 1 che fu il primo esempio di motoreattore che abbia volato. Intorno a tale aereo la propaganda del tempo costruì una vera e propria leggenda; in realtà si trattò di un interessante esperimento (purtroppo sminuito dal fatto che già tre anni prima in Germania ave-

vano volato aerei muniti del ben più promettente turboreattore i cui problemi il motoreattore affrontava solo in minima parte) che coronava la lunga serie di studi ed esperienze fatti dall'Ing. Secondo Campini sin dai suoi primi brevetti di motoreattore del 1930-31.

Il sistema propulsivo del Campini-Caproni N. 1 era costituito da un motore Isotta Fraschini 14 che comandava un ventilatore assiale a tre stadi intubato nella fusoliera; a valle del ventilatore era prevista l'iniezione di combustibile (mai usata) ma l'aereo era in grado di volare anche senza combustore in funzione. L'ugello di efflusso, disposto in coda, era munito di una spina centrale regolabile, come pure regolabile era l'inclinazione delle pale del ventilatore.

Tale aereo volò per la prima volta il 28 luglio 1940; con esso fu eseguito il 30 novembre 1941, un volo Taliedo-Guidonia (con tappa a Pisa per rifornimento) alla velocità media di 210 km/h. La massima velocità raggiungibile con combustore in funzione era di 370 km/h alla quota di 3000 m, senza combustore la velocità massima scendeva a 325 km/h. Non si hanno a disposizione dati circa il consumo di combustibile il quale, comunque, doveva essere notevole se si pensa alla scarsa autonomia dimostrata dal velivolo.

Volendo ricercare a tutti i costi delle anteriorità si può osservare che il monoplano Caproni-Stipa del 1932, ad elica intubata entro la fusoliera, non differiva come principio dal Campini-Caproni, anche se i propositi del suo inventore erano diversi.

È però doveroso ricordare che l'idea dell'Ing. Campini era stata presa in considerazione anche presso altre nazioni. In Germania, verso il 1937-38 si ebbero diversi studi di motoreattori con motore in iniezione; anzi la Bramo fece volare, nel 1938, su di un aereo F.W. « Stieglitz » un rudimentale motoreattore costituito da un'elica intubata a molte pale azionata da un motore stellare Bramo 314 A (160 CV). Poiché le prove avevano dato risultati soddisfacenti la Bramo mise allo studio un vero e

proprio motoreattore, con combustore, munito di un motore stellare Bramo 323 R da 1200 CV: tale progetto venne abbandonato al principio del 1939 quando si constatò che il peso del complesso era paragonabile a quello di un gruppo propulsore convenzionale per il quale, d'altronde, erano venute a cadere molte delle iniziali riserve sull'efficienza dell'elica alle alte velocità.

Negli U.S.A. la NACA, sulla base di studi eseguiti da E. N. Jacobs partendo da quelli originali di Campini, costruì un motoreattore con compressore assiale monostadio comandato da uno stellare R-1340 « Wasp » (600 CV): i primi esperimenti, condotti verso la fine del 1940, mostrarono gravi difficoltà nella realizzazione di una combustione efficiente; le prove continuarono, sempre senza successo, sino verso la fine del 1941 quando vennero definitivamente abbandonate.

Infine in Giappone nel 1941 la Divisione Motori di Yokosuka dell'Istituto Tecnologico dell'Aviazione della Marina costruì lo Tsu-11 in cui un motore Hatsukaze 11, con cilindri in linea, comandava il ventilatore: la spinta era di 200 kg. Una cinquantina di Tsu-11 venne installata sulle bombe volanti pilotate Oka 22 ma con scarso successo soprattutto per l'impossibilità di mantenere la combustione a quote superiori a 3000 m.

Comunque l'interesse ufficiale in Italia per l'N. 1, a parte gli scopi propagandistici, fu scarso e dei vari progetti (Caproni Ca 183 bis con un motore Daimler Benz DB 605 azionante un'elica e un FIAT A 30 per il comando del compressore; Re 2005 R munito di un sistema propulsore analogo, ecc.) nessuno sorpassò la fase di studio preliminare.

#### 5) 1945-1948.

Nell'immediato dopoguerra la nostra industria aeronautica dovette ripartire dal nulla: dai 200 mila impiegati del 1943 si era ridotta a poco più di 5000 e quasi tutti gli stabilimenti erano andati distrutti.

Particolarmente in gravi condi-

zioni si trovava quella motoristica (che, del resto, anche durante la guerra non era riuscita a superare la media di 600 motori al mese) cosicché quasi tutti i tipi che apparvero dopo il 1945 erano stati studiati già prima del 1943.

La FIAT e la Piaggio abbandonarono definitivamente la costruzione di propri motori alternativi per aviazione; l'Isotta Fraschini, colpita da una gravissima crisi organizzativa, tentò di rimettere in produzione il tipo « Beta » sotto il nome « Asso 6 » e presentò addirittura due nuovi motori di media e grande potenza: il Cypselus con 8 cilindri a V invertito refrigerato ad aria ed il Gypagus con 18 cilindri a W invertito refrigerato a liquido.

Si trattava in entrambi i casi di motori di concezione moderna: nel Cypselus l'alimentazione era per iniezione diretta nei cilindri; il compressore era montato con asse perpendicolare a quello del motore sul fianco di questo; il riduttore era di tipo epicicloidale; le valvole erano comandate con aste e bilancieri da un albero ad eccentrici interno al basamento.

Il Gypagus invece adottava una costruzione monoblocco con canne cilindri avvitate entro il monoblocco stesso; testate separate; quattro valvole per cilindro; compressore a tre velocità; riduttore a ingranaggi cilindrici; alimentazione a iniezione.

Rimasero però esemplari unici quando l'Isotta abbandonò definitivamente la costruzione dei motori aeronautici.

Più a lungo e con qualche maggior successo rimase invece sulla breccia l'Alfa Romeo, che riuscì a costruire alcune serie dei suoi motori prebellici tipo 110 e 115, usati sugli aerei Ambrosini S 7, FIAT G 56, Ambrosini S 1001 e 1002. Naturalmente si trattava di versioni opportunamente ammodernate, particolarmente per quanto riguardava la durata tra le revisioni che, per esempio, nel motore tipo 115 ter raggiungeva le 3000 ore, contro le 150 ore degli esemplari prebellici.

Non poté invece esser messo in produzione l'Alfa 131 mentre si

costruì un ridottissimo numero di esemplari dei motori tipo 121 messi a punto durante la guerra. Nel 1951 si studiò la possibilità di derivare dal 121 il motore 122 con 12 cilindri a V invertito, refrigerato ad aria.

stificazione gli sforzi per rimettere in produzione motori alternativi, molti dei quali ormai sorpassati.

Si chiuse così un quarantennio che aveva visto brillanti affermazioni tecniche e nel quale la no-

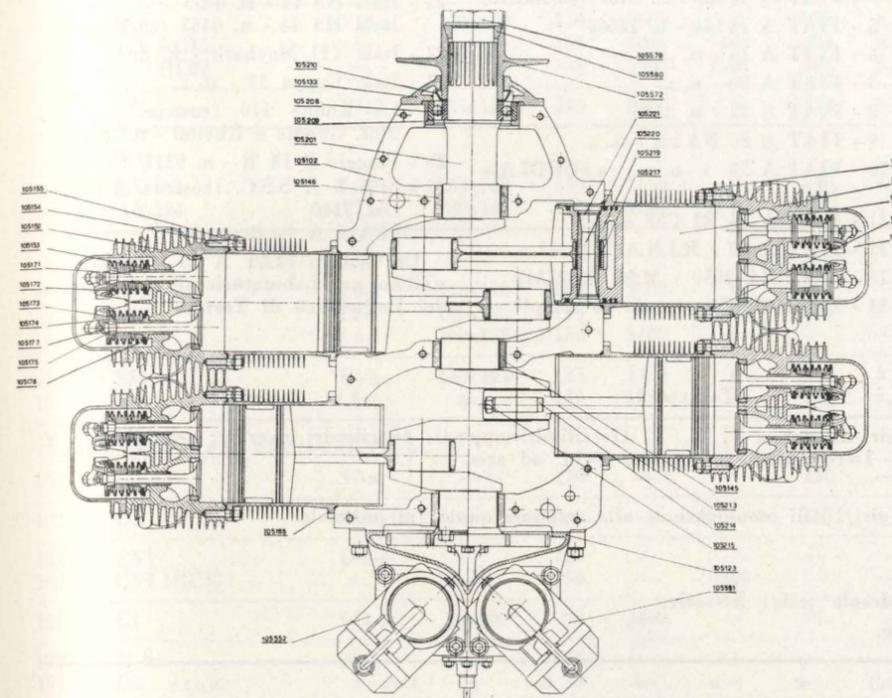


Fig. 53 - Sezione orizzontale del motore CNA D4 a 4 cilindri opposti: 60 CV a 2100 g/1'; fu il motore degli indistruttibili FL-3.

Qualche Ditta minore: Macchi, Sertum, SAI Ambrosini, tentò la via del piccolo motore a cilindri opposti refrigerato ad aria, anche a due tempi, ma la concorrenza dei motori esteri in questo campo era troppo forte per poter mettere in produzione i vari tipi proposti.

Continuò a rimanere in uso, invece, il motore CNA D 4 (fig. 53) che già prima del secondo conflitto mondiale aveva avuto molto successo specialmente installato sugli aerei da turismo e scuola Avia FL-3, prodotti in molte centinaia di esemplari ed esportati anche in Germania e Jugoslavia. Qualche D 4, oltre che sugli FL-3, venne montato sui nuovi monoplani Macchi MB 308; anch'esso però dovette cedere ben presto il passo ai più moderni motori Continental e Lycoming di origine americana.

Nel frattempo si affermavano sempre più le turbine a gas e quindi sempre meno avevano giu-

stra industria si era portata alla pari di quella delle nazioni estere più favorite e, in molti casi, l'aveva addirittura superata.

La mancanza di continuità degli sforzi, la scarsità di materie prime e di mezzi industriali, la mancata concentrazione dei mezzi di ricerca e di produzione, gli errori politici, gravemente ostacolarono gli sforzi di industriali e tecnici ed è alla luce di queste difficoltà che deve essere valutata la storia del nostro motore aeronautico. Storia che, come si è visto non sfigura certo a fianco di quella dei motori inglesi, americani, francesi, tedeschi il che, se si pensa al rapporto tra i mezzi di cui disponevano tali nazioni e quelli su cui l'Italia poteva fare affidamento nel periodo studiato, non è certo piccola soddisfazione.

#### Federico Filippi

già assistente del Prof. Capetti Ordinario di Motori per Aeromobili Scuola di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Torino

## NOTE

A) - Tra i precursori dei motori aeronautici italiani non devono essere dimenticati i motori a vapore costruiti nel XIX secolo dall'Ing. Enrico Forlanini, anche se essi non ebbero applicazioni pratiche in campo aeronautico.

Il primo motore Forlanini, provato nel 1877, aveva due cilindri paralleli ed aveva una potenza di 1,5 CV alimentato a 12 ata. Era destinato ad azionare un modello volante di elicottero che si staccò dal suolo lasciandovi però la caldaia. Il motore, senza caldaia, pesava 1,5 kg.

Seguì nel 1884 un motore di 1 CV a due cilindri a V invertito e nel 1890 un motore a tre cilindri in linea con stantuffi opposti e due alberi a manovelle (sullo stile dei motori SPA-Faccioli a combustione proposti qualche anno dopo) della potenza di 3 CV.

Gli aeroplani sui quali avrebbero dovuto essere montati questi due ultimi motori non furono mai costruiti.

Il primo dirigibile che si sollevò dal suolo in Italia: l'« Italia » di Almerico da Schio, era munito di un motore Boueslè di 12 CV di costruzione francese. Il primo volo venne eseguito il 17 giugno 1905.

Il primo dirigibile di Forlanini, il « Leonardo da Vinci », volò per la prima volta il 22 luglio 1909 ed era munito di un motore a vapore da 100 CV, poi sostituito, come del resto sull'« Italia », da un motore Antoinette.

Il primo dirigibile militare fu l'N. 1 (poi P. 1) disegnato da Crocco e Ricaldoni: effettuò il primo volo a Vigna di Valle il 3 ottobre 1908 azionato da un motore francese Clement-Bayard di 100 CV.

Per trovare un motore italiano installato fin dall'origine, su di un dirigibile italiano occorre attendere l'Usueli I, di tipo flessibile, costruito nel 1909-10 e munito di motore SPA 80 CV. Si segnalò per il raid Torino-Milano compiuto il 14 novembre 1911 in tre ore. Uno SPA 35/40 CV era stato provato sull'« Italia » nell'aprile 1909, non si sa con quale risultato.

B) - A partire da circa il 1932 la designazione dei nuovi motori aeronautici militari italiani venne fatta con criterio unificato, derivandola da quella precedentemente usata dalla FIAT.

A seguito della sigla, scelta dal costruttore, si avevano:

- le lettere R, per motori con riduttore, e C, per motori con compressore;
- per motori con compressore, l'indicazione in ettometri della quota di adattamento. Se le quote di adattamento erano più di una (motori con compressore a più velocità) si indicavano in ordine crescente oppure (caso dei motori Piaggio con compressore a due velocità) si poneva la indicazione « 2 v »;
- la lettera I, per motori con cilindri invertiti; la lettera Z, per motori adatti al volo rovescio, la lettera A, per motori d'alta quota (p. es. surcompressi);

— le lettere S e D rispettivamente per motori a rotazione sinistra o destra; (nella originaria designazione FIAT S significava «spinto»);

— l'indicazione della serie: p. es. Isotta Fraschini Delta RC 25-III; modifiche sostanziali di carattere costruttivo erano indicate con «bis», «ter» ecc.; es.: A 30 RA bis; oppure con numeri come Asso XI R2C15, ecc.

Tale schema di designazione non era però sempre seguito fedelmente e molte indicazioni erano sovente omesse anche su documenti ufficiali.

C) - Presso la Scuola di Ingegneria Aerospaziale del Politecnico di Torino è stata recentemente riordinata una collezione storica di motori aeronautici raccolti prima dal Prof. Panetti e, successivamente, dal Prof. Capetti.

In tale collezione figurano, oltre a

motori esteri, i seguenti esemplari di costruzione italiana citati nella precedente memoria:

- 1 - C.N.A. D.4 - n. 5181
- 2 - Colombo D-110 (costruz. De Vecchi) - n. 508
- 3 - FIAT S 76 A - n. 6
- 4 - FIAT A 10 - n. 945
- 5 - FIAT A 12 bis - n. 6587 (sezionato)
- 6 - FIAT A 12 bis - n. 12666
- 6 - FIAT A 14 - n. ...
- 7 - FIAT A 20 - n. ...
- 8 - FIAT A 22 - n. 2520
- 9 - FIAT A 30 RA bis - n. ...
- 10 - FIAT A 50 - n. ... «SQUOLA» (sic)
- 11 - FIAT A 74 RI C38 - n. ...
- 12 - FIAT A 60 - R.I.N.A. - n. 11
- 13 - FIAT RA 1050 - M.M. 00207348
- 14 - FIMA 80 CV - n. ... (6 tempi)

15 - Isotta Fraschini V 4b (costruzione Bianchi) - n. 1457

- 16 - Isotta Fraschini V 5 - n. 5071
- 17 - Isotta Fraschini V 6 - n. 6045
- 18 - Isotta Fraschini 12 DB - n. 07361
- 19 - Isotta Fraschini Asso 500 - M.M. 5270
- 20 - Isotta Fraschini K 14 - n. ...
- 21 - Itala HS 44 - n. 4493
- 22 - Itala HS 44 - n. 4483 (sezionato)
- 22 - Itala (?) Maybach - n. 80
- 23 - Itala Cappa 18 - n. ...
- 24 - Le Rhône 110 (costruz. Soc. It. Mot. Gnome e Rhône) - n. ...
- 25 - Piaggio P IX R - n. 9217
- 26 - SPA 6 A S.S.C. (costruz. Ansaldo) - n. 3140

Un motore FIAT A 25 è tuttora installato nel Laboratorio di Aeronautica del Politecnico di Torino.

TABELLA 2

Tipo: L=cilindri in linea; V, W, X=cilindri disposti a V, W, X; O=cilindri opposti; I=cilindri invertiti; S=stellare — n° dei cilindri — l=refrigerato a liquido; a=id. ad aria.

C x Ø=corsa x diametro (mm).

P, n, z=potenza (CV) al numero di giri (giri/l') di omologazione alla massima quota (m) normale.

G=peso di omologazione a secco (kg).

ρ=rapporto volumetrico di compressione.

Uso: X=sperimentale; Y=pre-serie; P=piccola serie; S=serie.

Note: principali aerei su quali fu installato.

Anno	Motore	Tipo	C x Ø	P	n	z	G	ρ	Uso	Note
ALFA ROMEO										
1926	Jupiter IV	S9-a	190x146	420	1700	—	400	5,3	S	Ca97-Ro1.
1929	Lynx	S7-a	140x127	200	2000	0	235	5	S	Ba25, 28, 19 - Ca101.
1929	D1	S9-a	135x120	240	2000	0	250	5	X	
1931	D2C30	=	=	240	2000	3000	270	5	P	Ca101, 102 - Jona J.6 - Ba25.
=	D4	=	=	—	—	—	—	—	X	
=	6CA	L6-l	88x65	80	4200	—	150	6	X	
1932	Mercurio IV	S9-a	165x146	530	2250	4000	443	5,2	S	Ro30 - Ba27.
1932	Pegaso S2	S9-a	190x146	540	2000	3500	480	5,3	P	Ba46 64.
=	AQ	=	=	580	2200	5000	—	5,6	X	
1934	SAQ	=	=	500	2200	6000	480	5,6	Y	Ca113.
1933	110 I	LI4-a	140x118	120	—	0	136	5,25	S	Saiman 202, 202 - SAI3.
1938	bis	=	=	120	2100	0	—	—	S	CANSA C5B/1-CZ1012-G2.
1948	ter	=	=	120	2250	0	149	6,5	S	S1001, 1002. FN305, 315 - Ca164 - Saiman 200, 202 - SAI2S.
1935	115 I	LI-6a	=	190	2100	0	—	5,3	S	Ca309.
1940	bis	=	=	200	2250	0	215	5,5	S	S7-G46.
1948	ter	=	=	215	2250	0	214	6,5	S	
193...	116 I	LI6-a	140x120	210	2250	0	216	6,3	X	
1934	125 RC35	S9-a	190x146	650	2200	3500	475	6	P	Ba64-SM79, 81.
=	RC10	=	=	710	2200	1000	475	6	P	
1935	126 RC34	=	=	750	2300	3400	495	6,5	S	CZ506bis - SM75, 79, 81, 83 - G12-API.
=	RC10	=	=	800	2300	1000	495	6,5	S	CZ506A-MC94, 100.
1937	127 RC55	=	=	—	—	5500	—	—	Y	CZ506.
=	RC50	=	=	—	—	5000	—	—	Y	CZ506.
1938	128 RC18	=	=	860	2300	1800	515	6,3	S	SM75, 79, 82-G12.
=	RC21	=	=	860	2300	2100	515	—	S	SM82, 84.
1943	131 RC14/50	=	=	940	2300	5000	567	6,3	Y	SM95.
1938	135 RC32	S18-a	=	1410	2400	3200	990	6,3	P	SM79, 87 - Ca135 - CZ1018 - G12.
=	RC45	=	=	1400	2400	4500	—	—	Y	CZ1015.
194...	138 RC23/65	S18-a	=	—	—	6500	—	—	X	

Anno	Motore	Tipo	C x Ø	P	n	z	G	ρ	Uso	Note
(segue ALFA ROMEO)										
1943	101	S28-a	—	1900	—	—	—	—	X	
1940	150 RC 41	VII2-l	160x150	975	2400	4100	629	6,7	Y	Ba201.
1941	RA1000 RC441	=	=	1170	2400	4500	630	6,7	S	MC202 - Re2001.
1943	111	LI4-a	—	155	—	—	—	—	Y	CANSA C3.
1943	121	VI8-a	110x120	330	3000	0	285	6,5	X	
1948	121 RC14	=	=	350	3000	1400	284	6,5	Y	
=	RC22	=	=	355	3000	2200	284	6,5	X	
1951	122	VII2-a	135x120	510	2450	0	350	6,5	X	
ANSALDO										
191...	AE-145	L6-l	180x145	290	1650	0	290	4,5	X	
191...	AE-284	V12-l	180x140	480	1600	0	475	—	X	
COLOMBO										
1915	106C-6	L6-l	140x120	100	1600	0	—	—	P	
1916	D	L6-l	160x120	110	1350	0	215	5	S	Farman-Aviatik-Dirig. O.
191...	E	L6-l	190x135	150	1400	0	—	—	P	
1928	S53	L4-a	140x114	85	1700	0	103	5	S	MC73.
1930	S63	L6-a	=	130	1850	0	154	5,3	S	Ba15, 33,39,44 - Ca125 - SM80.
COMPAGNIA NAZ. AERONAUTICA										
1932	C7	S7-a	—	170	—	—	120	—	P	CNA Beta, Eta - ASI.
1932	CX	S12-a	—	240	—	—	165	—	X	
1933	CVI	LI6-a	—	150	—	—	—	—	Y	CNA Eta.
1935	CVI IRC43	=	—	150	—	4300	—	—	P	CNA 15, 25 - SM80.
193...	C4	LI4-a	90x80	90	4800	—	92	—	X	con riduttore.
1938	II bis	02-a	—	38	—	—	—	—	X	
1943	C2	=	—	38	—	—	—	—	X	
1942	D4	04-a	95x100	60	2100	0	80	5,3	S	FL3 - PM1.
1948	D2	02-a	=	38	2700	0	45	—	X	
194...	VIII	VI8-a	132x120	310	2500	1000	290	6	X	
FARINA										
1929	Alioth	S7-a	110x87	75	2000	0	110	5,5	X	
=	Algol	=	=	92	2400	0	115	5,5	X	con riduttore.
1935	T58	S5-a	142x120	135	1800	0	153	5,4	Y	Magni Vale.
FIAT										
1908	SA8/75	V8-a	90x75	50	2000	0	80	—	X	
1909	S53A	L4-l	115x95	50	1200	0	—	—	Y	Dirig. Forlanini.
1910	S71A	L4-l	—	100	1200	0	—	—	Y	Idrov. Forlanini.
1911	S54A	L4-l	110x90	60	1200	0	—	—	P	Dirig. P.
1912	S56A	V8-l	120x100	75	1300	0	175	—	Y	Farman.
1913	S76A	L4-l	250x190	300	1200	0	—	—	Y	Dirig. M.
1914	D16	L6-l	190x125	100	1200	0	—	6,5	Y	Dirig. Forlanini.
1915	A10	L6-l	140x120	95	1200	0	190	4,5	S	Farman 1912, 1914 - A.M.L. 1 - Aviatik-Caproni.
=	A10S	=	=	120	1500	0	190	5	Y	
1916	A12	L6-l	180x160	210	1400	0	390	4,5	P	SIA7B - S.P.1, 2, 3 - A.L. - Ansaldo - Macchi - Caproni - Br. 14A, B - DH4, 9 - H.P. 0/400, Vimy.
1917	A12 bis	=	=	300	1600	0	438	4,7	S	
1917	A14	V12-l	210x170	600	1500	0	800	4,5	S	BR, BR1 - R700 - A.R.F. - Sia 9B, 1200.
1922	A14S	=	=	700	1600	0	850	4,8	Y	
1917	A18	S9-l	150x130	320	2000	0	—	5,5	X	

Anno	Motore	Tipo	C x Ø	P	n	z	G	ρ	Uso	Note
(segue FIAT)										
1918	A15	V12-1	150x115	400	2200	0	365	—	X	
19...	A15R	V12-1	150x120	425	2500	0	380	5	X	
1923	A19	V12-1	115x95	260	3100	—	290	5,5	X	
1924	A21	V12-1	130x115	450	2800	—	450	5	X	
1925	A20	V12-1	150x115	430	2060	0	345	5,7	S	CR20 - AC4 - A120bis - Cant 15, 25 - M71, 41
=	A20AQ	=	=	430	2060	1750	345	8	Y	CR20AQ.
1928	A20S	=	=	510	2400	0	345	6,2	X	
1926	A22	V12-1	160x135	550	1900	0	—	—	S	A120 - R22.
=	A22AQ	=	=	570	1900	—	415	7,5	X	
1927	A22T	=	=	570	1900	0	415	5,6	Y	SM64, 64bis.
1928	A22S	=	=	580	1900	0	415	6	X	
1929	A22R	=	=	560	1950	0	490	5,6	S	SM55, 66 - Wal 146, 147 - DoX.
=	A22RAQ	=	=	560	1950	—	532	7,5	X	
1926	AS2	V12-1	170x140	850	2500	0	355	6	Y	M39.
1927	AS3	=	175x145	1000	2500	0	395	7	Y	M52.
1928	A25	V12-1	200x170	950	1700	0	840	5,2	S	BR2, 3, 4.
1928	A50	S7-a	120x100	100	1800	0	131	5	S	AS1, 2 - TR1 - Ro5 - SAI3, 10 - CANSA C5.
1930	A50S	=	=	105	1800	0	130	5,5	P	TR1.
193...	A50R	=	=	110	2000	0	145	5,5	X	
1929	A24	V12-1	175x140	700	2000	0	495	5,7	S	A120 - B.R.G. - Ca103B.
1931	A24R	=	=	700	2050	0	535	5,7	S	A120R - B.R.G. - SM55A - MF5.
1935	A24T	=	=	700	2000	0	550	5,7	X	
1932	A26R	=	=	720	2000	0	510	5,7	X	
1929	AS5	V12-1	140x138	1000	3200	0	354	8	X	FIAT C29.
1931	AS6	V24-1	=	2400	3200	0	930	—	X	
1934	=	=	=	3100	3400	0	930	7	Y	MC72.
1930	A30R	V12-1	140x135	600	2600	—	435	—	X	
1930	A30RA	=	=	550	2750	3000	475	8	S	CR30 - MF10 - Ro37.
1933	A30RA bis	=	=	550	2750	2750	482	8	S	CR30, 32.
1935	A33RC35	=	=	700	2600	3500	500	6	X	
1930	AN1	6L-1	180x140	140	1500	0	450	14	X	FIAT AN1.
1931	A53	S7-a	120x105	115	1900	0	130	5,5	P	S56 - CNA Delta.
1933	A54	=	=	140	2100	0	150	5,5	S	G5, 8 - S56 - CNA Delta - SAI1,2.
1932	A55	S7-a	160x140	360	2100	0	290	5,5	X	
1934	A70	S7-a	115x115	205	2200	0	162	5,7	P	G5bis - Ba42 - PS1 - FN305D, 310.
193...	A70S	=	=	—	—	—	—	—	Y	
1934	A58C	S14-a	165x146	740	2300	4000	525	5,5	P	
=	A58RC	=	=	—	—	—	—	—	P	
1935	A59C	S9-a	162x155	700	2150	2100	430	6,5	Y	PL3.
=	A59RC	=	=	700	2150	2000	465	6,5	P	G18 - APR2 - CR40bis.
=	A78C	=	=	660	2200	3500	417	6,5	X	
=	A78RC	=	=	660	2200	3500	460	6,5	X	
193...	A74RC18	S14-a	145x140	900	2400	1800	590	—	P	
1935	RC38	=	=	840	2400	3800	600	6,7	S	G50 - CR25, 42 - Mc200 - Ba88M - APR2 - Ro51, 57.
1940	RC42	=	=	770	2400	4200	—	—	S	G12.
1935	A80RC20	S18-a	165x140	1070	2100	2000	—	6,7	P	
=	RC37	=	=	1000	2000	3750	700	6,5	X	
=	RC41	=	=	1000	2100	4100	751	6,7	S	G18V - BR20 - BGA - SM79B, 82 - Ba65, 82 - CZ506.

Anno	Motore	Tipo	C x Ø	P	n	z	G	ρ	Uso	Note
(segue FIAT)										
1940...	A75RC53	S14-a	—	—	—	—	—	—	X	G52.
1941	A76RC40	=	155x140	1000	2600	4000	690	6,7	Y	G50ter - MC201.
1941	A38RC15/45	V116-1	145x138	1200	2800	4500	770	7	X	Ca365.
1941	AS8	V16-1	140x140	2250	3200	0	715	6,5	X	CS15.
1942	A82RC42	S18-a	170x140	1250	2300	4200	870	6,7	P	BR20bis.
194...	RC100	=	=	900	2400	10000	900	7,5	X	
1943	A83RC24/52	=	=	1250	2300	5200	930	—	X	G57 - CZ1018.
194...	A84RC40	S18-a	180x150	1500	2200	4000	1100	7	X	
1943	RA1050RC58I	V112-1	160x154	1250	2800	5800	700	7,5	S	G55 - MC205 - Re2005 - SM91, 93.
1945	A77RC24/52	S14-a	—	1100	2570	5200	—	—	X	
FIAT-CANSA										
1942	C80	LI4-a	110x105	80	2200	0	95	6,3	Y	CANSA C4.
FUSCALDO										
1928	.....	S3-a	120x90	40	2000	3000	84	—	X	
=	.....	S5-a	=	65	2000	3000	117	—	X	
=	.....	S7-a	=	90	2000	3000	135	—	X	
=	.....	S9-a	=	120	2000	3000	144	—	X	
GABARDINI										
191...	C3	S3-a	—	60	2500	—	69	—	X	con riduttore.
=	C3	=	—	60	2600	—	65	—	X	
=	S3	=	—	45	2000	—	60	—	X	
=	T3	=	—	55	2400	—	64	—	X	
ISOTTA FRASCHINI										
1908	M1	V8-1	100x92	60	1800	0	125	—	X	Farman.
1911	V1	L4-1	180x130	90	1200	0	300	—	Y	Dirigib. Forlanini.
1912	V2	=	=	100	—	0	—	—	Y	=
1913	V3	=	=	110	—	0	—	—	Y	=
1915	V4	L6-1	=	—	—	0	—	—	X	
=	V4A	=	=	—	—	0	—	—	P	L-1.
1916	V4B	=	=	180	1400	0	315	4,8	S	Ca,3 5 - S.P. - Voisin - F.B.A. - M5, 8, 18 - S8 - L3.
1916	V5	L8-1	190x130	230	1300	0	360	5	P	
1917	V6	L6-1	180x140	250	1700	0	320	5,2	S	
1917	V350	V12-1	180x140	440	1500	0	500	—	X	
1918	V7	=	=	500	1600	—	450	—	X	
1919	V8	L6-1	170x150	290	1800	—	—	—	X	
1919	V9	L6-1	180x150	300	1800	—	310	—	X	
1923	V10	=	180x153	340	1800	—	307	—	X	
1924	12DB	V12-1	170x120	400	1700	0	410	5,3	S	M7, 24 - Ca73 - SM55, 59.
1925	Asso 500	V12-1	150x140	500	1850	0	438	5,5	S	CR1, 20 - Ca73 - A7 - M24 - SM55, 59.
=	500AQ	=	=	420	2200	5000	438	8	X	
192...	500R	=	=	580	2170	0	498	5,5	S	S62.
1929	I-500	=	=	1050	3000	0	448	—	X	con riduttore - S65
=	.....	=	=	—	—	—	—	—	X	senza riduttore - P.C.7
=	Asso 500RA	=	=	590	—	—	492	7	X	
1927	Asso 200	L6-1	160x140	260	1850	0	300	5,5	P	A9.

Anno	Motore	Tipo	C x Ø	P	n	z	G	ρ	Uso	Note
<b>(segue ISOTTA FRASCHINI)</b>										
1927	Asso 750	W18-1	170x140	850	1800	0	680	5,7	S	SM55A, 78.
192...	750X	=	=	900	1800	—	650	5,7	P	SM55X.
192...	750R	=	=	850	2000	—	737	5,7	S	MC77 - CZ501.
192...	750AQ	=	=	600	2100	5000	720	—	X	
1933	750RC35	=	=	870	1850	3500	782	5,7	S	Ca111 - SM78.
1934	750RC40	=	=	900	1850	3700	770	5,7	S	
1928	Asso 1000	W18-1	180x150	980	1600	0	890	5,3	P	Ca90, 95.
192...	1000AQ	=	=	730	1600	5000	—	—	X	
192...	1000R	=	=	1000	2000	—	840	—	Y	
192...	1000RAQ	=	=	780	2000	5000	840	—	X	
1929	Asso M2800	=	=	1400	—	—	—	—	X	
1930	Asso Caccia	V12-a	140x125	480	2400	0	387	5,7	P	CR Asso.
1930	Asso 80R	L6-a	140x100	100	2100	0	158	5,4	P	
193...	80RI	LI6-a	=	100	2050	0	151	5,4	X	
1934	Asso XIRC15	V12-1	160x146	880	2250	1500	615	6,4	S	Ca135, 184 - CZ505, 1007 MC99.
193...	R2C15	=	=	880	2250	1500	632	6,4	S	CZ501.
1938	R2C15V.R.	=	=	900	2250	1500	638	6,4	S	CZ501.
1935	RC40	=	=	840	2250	4000	632	6,4	S	CZ508, 1007 - Ca135, 405 - SS4.
193...	R2C40	=	=	830	2250	4000	638	6,4	S	CZ1007.
1936	RC45	=	=	800	2250	4500	615	6,7	P	Ca135.
193...	Asso L.121R2C15	=	=	860	2250	1500	642	6,5	S	
1938	RC40	=	=	900	2350	4000	594	6,5	P	Ca165.
1939	Asso L180RC145	W118-1	=	1300	2200	4500	940	6,4	X	Ca325.
1934	K14RC	S14-a	165x146	870	2400	3200	620	5,5	S	Ba65, 75, 88 - SM81.
193...	FC	=	=	880	2300	3825	582	5,5	S	
193...	14RC34	=	=	875	2400	3450	620	5,5	S	
193...	Astro 7C21	S7-a	160x154	460	2000	2100	328	6	Y	
=	7C40	=	=	420	2000	4000	—	—	X	
=	14C40	S14-a	=	890	—	4000	—	—	X	
=	14RC50	=	=	1000	—	5000	—	—	X	
1938	Delta RC35I	VI12-a	160x132	700	2400	3500	564	6,4	S	Ca311, 313, 314, 355.
=	RC140	=	=	750	2500	4000	560	6,4	S	SA207 - CZ515 - Ca331.
193...	RC16/40	=	=	800	2500	4000	545	6,4	X	
1942	RC17/50	=	=	800	2650	5000	576	6,75	X	
=	RC20/55-I	=	=	800	2650	5500	570	6,75	S	SAI 403.
=	RC21/60	=	=	750	—	6000	—	—	X	
1943	RC30/70	=	=	—	—	—	595	—	X	
1948	RC25	=	=	840	2600	2400	575	6,5	P	
=	RC20/55-IV	=	=	750	—	5500	—	—	X	
=	RC20/55-V	=	160x135	790	—	5500	620	6,7	X	
1939	Gamma RC35	VI12-a	130x125	520	2500	3500	440	6,5	S	SAI107.
1941	Beta RC10Lz.	LI6-a	=	290	2550	1000	277	6,5	S	SAI7 - CANSA C6B.
1948	Asso 6Lz.	=	=	220	2000	0	250	6,5	X	
=	6RC20Lz.	=	=	250	2550	2000	270	6,5	X	
1941	Zeta RC35	X24-a	122x125	1150	2700	3500	—	—	X	
194...	RC45	=	=	1200	2650	4500	800	6,75	Y	Ca225, 350, 365, 370.
194...	RC15/40	=	=	1125	2600	4000	780	6,5	X	
1942	RC22/50	=	=	1400	2750	5000	800	6,75	Y	
1943	RC25/60	=	=	1500	3000	6000	860	6,75	Y	F6MZ - Re2004.
1942	Sigma RC18/36	X24-a	145x132	1350	2500	3600	930	6,5	X	
1943	RC25/53	=	=	1750	2750	5300	990	6,75	X	
1948	Cypselus	VI8-a	135x130	450	2500	—	370	—	X	
1948	Gypagus	WI18-1	140x140	1500	2700	—	870	—	X	
<b>ITALA</b>										
1909	.....	L4-1	140x115	50	1200	0	150	—	X	
=	65HP	=	=	65	1500	0	170	—	X	con riduttore.

Anno	Motore	Tipo	C x Ø	P	n	z	G	ρ	Uso	Note
<b>(segue ITALA)</b>										
1914	Maybach	L6-1	—	220	—	—	—	—	P	Dirigib. V.
1916	HS44	V8-1	130x120	180	1700	0	230	5,6	S	SPAD XIII.
1917	HS42	V8-1	150x140	300	1800	0	315	5,3	S	Ni29 - CRI.
1927	Cappa 18	V12-1	135x120	430	2300	—	380	—	X	
<b>LANCIA</b>										
1915	Tipo 4	V12-1	—	250	—	0	320	—	Y	Ca37, 38.
1918	=	=	—	320	—	0	320	—	X	
<b>MACCHI</b>										
1948	MB2	02-a	72x85	22	3000	0	18	—	X	
<b>PIAGGIO</b>										
191...	.....	02-a	85x112	26	1150	—	55	—	X	
1926	Jupiter VI	S9-a	190x146	500	2000	0	397	6,5	S	MF6.
192...	VII	=	=	550	—	—	—	—	S	Ro30.
1927	VIII	=	=	500	2000	0	300	5,3	S	
193...	PVIIIZ	S7-a	165x146	370	2000	0	300	5,5	S	Ba28.
193...	PVIIC15	=	=	450	2100	1500	325	—	Y	
1934	CI6	=	=	460	2100	1600	328	6	S	Ca133, 310, 316.
1935	C35	=	=	460	2100	3500	367	6,5	S	Ca113, 311 - SM85.
1938	RC35	=	=	500	—	3500	—	—	Y	
1935	RC45	=	=	390	2100	4500	340	6	S	Ca148.
=	C45/2v	=	=	390	2100	4500	340	5,5	S	Ro41 - SM71.
193...	C40	=	=	390	2100	4000	337	6	P	
1933	PIXR	S9-a	165x146	—	—	—	—	—	P	MF4.
1934	RC40	=	=	600	2250	4000	445	6	P	Ro37. :
1935	RC40/2v	=	=	600	2250	4000	473	6	S	SM74, 81 - CZ506 - P16 - Ro37 bis - API.
1936	PXR	S9-a	165x146	700	2350	1000	465	6	S	Ro43 - SM74.
193...	PXC	=	=	700	2350	1000	430	6	P	
193...	PXRC10	=	=	700	2350	1000	430	6	P	Ca132.
1937	PXIRC30	S14-a	165x146	950	—	3000	645	6	S	
=	RC40	=	=	1000	2200	4000	700	6	S	Ba88 - Ca135 - SM75, 79, 84 - P23, 32, 50.
1938	RC40 bis	=	=	1025	2250	4000	700	6	S	CZ1007 bis - SM84 - Re2000.
=	C40	=	=	—	—	4000	640	—	P	
193...	RC44	=	=	1000	2250	4400	—	—	S	Re2000.
193...	RC15	=	=	1000	—	1500	650	6	P	
1937	RC100/2v	=	=	750	2250	10000	730	6,5	Y	Ca161 bis.
193...	RC50	=	=	975	2250	5000	625	6	X	
193...	RC60	=	=	1000	2300	6000	—	—	Y	P111.
193...	RC72	=	=	—	—	7200	—	—	X	
1939	PXVIRC35	S9-a	165x146	650	2200	3500	490	6,5	Y	Ca312, 135 - SM84.
1941	PXIXRC45	S14-a	165x146	1180	2400	4700	700	7	S	Re2002.
194...	RC60	=	=	—	—	5200	761	6,65	S	Re2002 - CZ1018 - P108.
1939	PXIIRC35	S18-a	176x146	1350	2050	3500	850	6,5	S	P108 - SM89 - CZ515, 1015, 1018.
194...	RC100/2v	=	=	1100	2200	10000	850	7	X	P111.
1940	PXVRC45	S18-a	176x146	—	—	4500	850	7	Y	CZ1018.
1942	RC60/2v	=	=	1500	—	6000	970	6,5	Y	BZ303 - P119, 133 - CZ1018.
194...	PXXIRC100/2v	S14-a	176x156	900	2200	10000	820	7	X	
1942	PXXIIRC35	S18-a	=	1600	2200	3500	950	—	X	
<b>REGGIANE</b>										
1943	Re103RC57I	WI18-1	144x140	1405	2700	5700	935	6,8	X	compr. 3 velocità.
=	Re104RC100I	=	=	—	—	10000	—	—	X	compr. 4 veloc. 2 stadi.

## Considerazioni sulla scelta del compressore nei turbomotori di piccola potenza di impiego aeronautico

GIUSEPPE BUSSI esamina l'attuale produzione di piccoli e medio-piccoli turbomotori di impiego aeronautico, svolgendo considerazioni sui motivi e gli scopi dell'adozione in essi dei diversi tipi di compressore. In particolare, mette in evidenza il contributo arrecato dalla recente introduzione delle giranti assiali transoniche allo sviluppo delle turbine a gas in esame.

1. — Nell'ultimo decennio s'è assistito all'apparire in campo aeronautico, e poi al diffondersi sempre più largamente, della turbina a gas di piccola e medio-piccola potenza (fino a circa 1000 CV) in sostituzione del motore alternativo.

Nessuna turbina di questa nuova famiglia può, ancor oggi, gareggiare con il tradizionale motore alternativo, se si ha riguardo al solo consumo specifico della potenza; ma in leggerezza e ingombro specifici essa prevale di tanto, da permettere notevolissimi incrementi nelle prestazioni di un velivolo e nell'economia di esercizio. Così, in [1], viene riferito, per il caso del velivolo Beechcraft Marquis, al passare dall'adozione di motori alternativi all'adozione di turboeliche di uguale potenza ( $2 \times 520$  CV), un incremento di più del 100% sulla massima capacità di trasporto, espressa in tonnellate-km, e di circa il 45% sul corrispondente raggio d'azione, con una riduzione di circa il 20% nel costo di combustibile (non nel consumo) per ora di volo.

La leggerezza e il piccolo ingombro permettono poi, nel caso degli elicotteri, d'installare più unità motrici (2 o 3), finanche al raddoppio della potenza installata, senza alterare sensibilmente la originale struttura del velivolo, con evidente vantaggio per la sicurezza del volo e per le prestazioni in condizioni ambientali sfavorevoli.

A così alte possibilità e attraenti prospettive s'è giunti, come detto, solo recentemente; perché non è stato facile mantenere in macchine di piccola potenza i caratteri di elevata leggerezza e piccolo ingombro specifici tipici delle turbine a gas di impiego ae-

ronautico, contenendo in pari tempo i consumi.

Infatti, la riduzione delle portate di aria conseguente, quando si vogliono rispettare le esigenze relative al consumo e all'ingombro, alla riduzione delle potenze, trascina con sé, direttamente e per riflesso dell'aumento delle perdite percentuali fluidodinamiche, un aumento sempre più grande nel numero di giri della macchina, con aggravamento dei problemi meccanici relativi, in particolare, al riduttore e al comando degli accessori.

D'altra parte l'esigenza di leggerezza, che impone semplicità costruttiva, porta a ridurre il numero degli stadi di compressione quanto più possibile, affidando la possibilità di raggiungere elevati valori del lavoro utile specifico alla capacità di ottenere alti rapporti di compressione per stadio

e alte temperature di ingresso in turbina.

Qui di seguito si svolgeranno alcune considerazioni sulla scelta e l'impiego del compressore d'aria, e sul merito che gli è dovuto nella realizzazione delle nuove turbomacchine, prendendo in considerazione, per quanto concerne le massime temperature, come ormai attuali valori così elevati come 850-900 °C.

2. — Nella figura 1 sono tracciate le curve del lavoro specifico utile in funzione del rapporto di compressione per tre diverse temperature  $T_3$  di ingresso in turbina, con valori del rendimento adiabatico del compressore e della turbina rispettivamente di 0,80 e 0,85. Sulle stesse curve, collegati dalla linea a tratti sono indicati i punti di minimo consumo specifico, mentre con la zona tratteggiata viene ricoperto il luogo dei massi-

Anno	Motore	Tipo	C x Ø	P	n	z	G	ρ	Uso	Note
SAI - AMBROSINI										
1948	P25	02-a	72x85	22	3000	0	18	—	X	2 tempi.
=	P70	04-a	92x100	70	2500	0	78	6,3	X	
SERTUM										
1946	Avio 40	02-a	90x100	40	3200	0	40	—	X	
=	.....	04-a	95x100	90	3900	—	97	—	X	
SPA										
1908	Faccioli n. 1	08-1	150x112	80	1200	0	240	—	X	Triplano SPA-Faccioli.
1909	Faccioli n. 2	02-1	130x100	20	1500	0	48	—	X	Biplano SPA-Faccioli.
1911	Faccioli n. 3	4-1	150x95	40	—	—	90	—	X	Rombico.
1912	SPA-Faccioli	8-1	—	90	—	0	—	—	—	Rombico.
1908	35/40CV	L4-1	—	35	—	—	—	—	—	Dirigib. Ausonia.
1910	55CV	=	—	55	—	—	—	—	—	Dirigib. Ausonia bis.
1910	80/100CV	L4-1	170x140	80	—	—	—	—	—	Dirigib. Uselli.
1910	.....	V8-1	125x96	100	1800	0	220	—	X	
1911	200CV	V4-1	220x150	160	1000	0	375	—	X	Per dirigib.
1912	.....	S10-a	140x105	80	—	0	150	—	X	a ventaglio.
1916	6A	L6-1	170x135	205	1600	0	240	5,2	S	SVA-A1.
1917	6AS.S.C.	=	=	210	1600	0	240	5,5	S	
=	6AS.C.	=	=	230	1600	0	240	5,8	S	
TOSI										
1918	V12	V12-1	190x130	410	1600	0	550	—	X	
VANNI & TRIVELLONI										
1918	V.N.V.	V12-1	—	250	—	—	279	—	X	
191...	V.N.V.	—	—	200	—	—	280	—	X	2 tempi, stantuffi opposti.

### BIBLIOGRAFIA

- A. ANASTASI - *Considerazioni sui motori aeronautici per le alte quote*, Rendiconti dell'Istituto Sperimentale Aeronautico, a. IX, s. 2, n. 4, 1921.
- G. BIGNOZZI, B. CATALANOTTO - *Storia degli aerei d'Italia*, Editrice Cielo, Roma 1962.
- C. F. BONA - *I motori italiani per gli apparecchi di alta velocità*, V Convegno « Volta », Roma, settembre 1935.
- A. CAPETTI - *Lezioni sui motori d'aviazione*, Perotti, Torino 1922.
- A. CAPETTI - *Motori per aerei*, Perotti, Torino 1924.
- A. CAPETTI - *Motori per aeromobili*, Giorgio, Torino 1943.
- A. CAPETTI - *L'impianto per prove dei motori in condizioni stratosferiche del Laboratorio di Aeronautica del R. Politecnico di Torino*, La Ricerca Scientifica, a. IX, s. II, v. 1, n. 11-12, 1938.
- A. CAPETTI - *Il contributo dell'industria piemontese allo sviluppo dell'aeronautica italiana*, L'Aeronautica, v. XLI, n. 6, 1961.
- M. COBIANCHI - *Pionieri dell'aviazione in Italia*, Editoriale Aeronautico, Roma 1943.
- D. COSCI - *Manuale del motorista d'aviazione*, Le Vie dell'Aria, Roma 1937.
- R. EISENLOHR - *Flugtechnische Handbuch, Band III*, De Guyter & Co., Berlin 1936.
- A. FACCIOLI - *Teoria del volo e della navigazione aerea*, Hoepli, Milano 1895.
- FIAT R.P.T. - *Motore FIAT AS6*, 1932.
- FIAT U.T., P.M.A. - *Motore d'aviazione AS 6*, V ed., 1934.
- FIAT U.T.M.A. - *Il motore FIAT A 76 RCA per altissime quote*, 1934.
- FIAT, Divisione aviazione - *Cenni storici*, 1960.
- E. GARUFFA - *Motori a combustione interna*, Hoepli, Milano 1915.
- E. GARUFFA - *L'Aviazione*, Hoepli, Milano 1919.
- E. GARUFFA - *Aviazione moderna*, UTET, Torino 1931.
- ISOTTA FRASCHINI - *Impianto per la prova dei motori di aviazione in condizioni di alta quota*, L'Ingegnere, v. VI, n. 12, 1932.
- H. KATZ - *Neuzeitliche Flugmotoren*, R. C. Schmidt, Berlin 1928.
- L. MANCINI - *Grande enciclopedia aeronautica*, Ed. L'Aeronautica, Milano 1936.
- M. PANETTI - *Le prove dei motori leggeri nel Laboratorio di Aeronautica del R. Politecnico di Torino*, Giornale del Genio Civile, dicembre 1913.
- M. PANETTI - *Venticinque anni di attività del Laboratorio di Aeronautica al Politecnico di Torino*, Rassegna Mensile Municipale « Torino », n. 9, 1937.
- M. PANETTI - *Le attività tecniche della FIAT nel primo cinquantennio*, Dal vol. « I cinquant'anni della FIAT ».
- I. RAFFAELLI - *Relazione sommaria illustrata dei motori a scoppio di ideazione italiana usati od attualmente in uso nell'Aeronautica italiana*, Atti del I Congresso del motore a scoppio, Padova 1929.
- I. RAFFAELLI - *Progetto di massima di un turbomotore di aviazione da 450 HP*, Rendic. tecnici della Dir. Sup. del Genio e delle Costr. Aeronautiche, a. XIII, n. 2, 1925.
- P. RAGAZZI, F. RICHIETTI - *Le prove in quota dei motori d'aviazione*, Rivista Aeronautica, a. X, n. 5, maggio 1934.
- R. A. C. I. - *Annuario dell'Aeronautica*, 1932.
- R. SCHLAIFER, S. D. HERON - *Development of aircraft engines*, Grad. School of Business Administration, Harvard University, Boston, 1950.
- J. W. THOMPSON - *Italian civil and military aircraft*, Aero Publ. Inc., Los Angeles, 1963.
- P. VERGNANO - *Origini dell'aviazione in Italia: 1783-1918*, Intyprint, Genova, 1964.
- L'A. ringrazia inoltre per le informazioni avute la FIAT Divisione Aviazione, la Fabbrica Automobili Isotta Fraschini e Motori Breda, l'Ufficio Motori della Direzione Costruzioni Aeronautiche di Torino, e tutti coloro che l'hanno fatto partecipe dei loro ricordi.

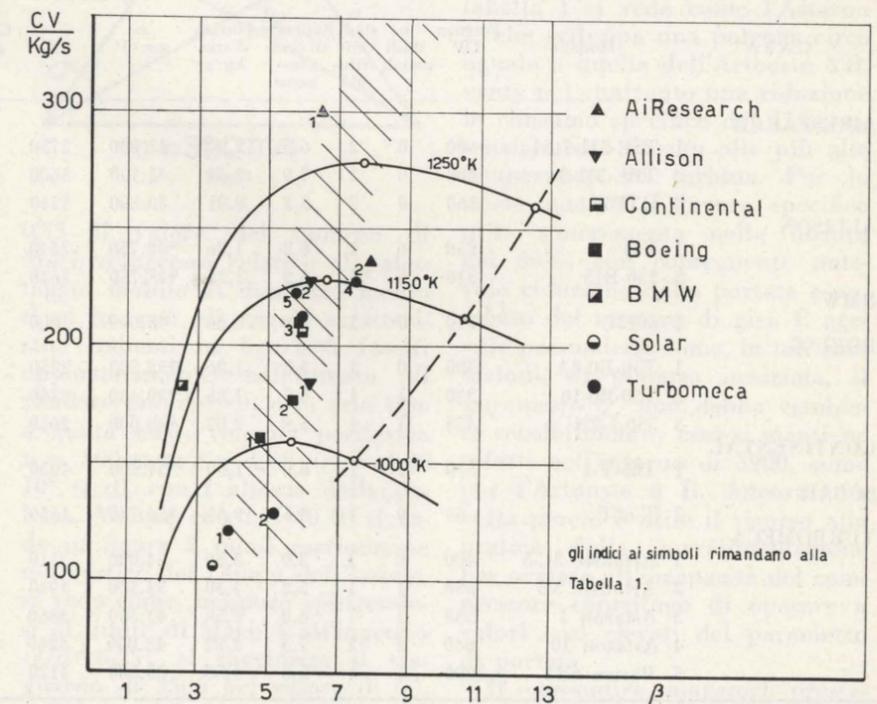


Fig. 1

mi di lavoro specifico utile ottenibili, alle temperature indicate, variando i rendimenti del compressore della turbina rispettivamente tra i valori  $0,75 \div 0,85$  e  $0,80 \div 0,88$ .

Appare evidente l'addensamento nella zona tratteggiata dei punti competenti alle varie macchine considerate, che sono rappresentative della produzione attuale. L'indirizzo seguito è dunque quello di avvicinare il rapporto di compressione di massimo lavoro specifico, rinunciando chiaramente a spingersi verso il minimo dei consumi.

Ma diverso, per le diverse Case costruttrici, è il modo di raggiungere i rapporti di compressione desiderati.

L'esame della tabella 1 mette in evidenza due grandi indirizzi: compressore centrifugo con uno o più stadi assiali a precederlo; due compressori centrifughi in serie. Turbomeca e Boeing propugnano il primo indirizzo, mentre il secondo, che è quello applicato anche nella turboelica Dart della Rolls-Royce, di ben maggior potenza, è seguito dalla AiResearch.

La presenza del compressore centrifugo, con i maggiori ingom-

bri che comporta in paragone all'assiale, non deve sorprendere; in macchine piccole l'ingombro frontale finisce per essere determinato da altri elementi, come il riduttore e la presa d'aria attorno ad esso. Il centrifugo si impone allora per la capacità di dare alti rapporti di compressione per stadio:  $\beta=3,5$  e più, con rendimenti attorno allo 0,80, si possono ottenere ancor prima di dover affrontare gravi problemi di carattere aerodinamico.

L'Artouste 2 C (vedi tabella 1) è un esempio di quanto già si possa ottenere con un solo stadio di compressore, certamente molto curato (specie per le caratteristiche di portata, come si dirà più sotto), ma, per intendersi, di tipo tradizionale. Le prestazioni in leggerezza e ingombro: 3,48 CV/kg e 1900 CV/m<sup>2</sup>, superano di gran lunga quelle di un buon motore alternativo della stessa potenza, per esempio del Lycoming 10-720, che può vantare 1,5 CV/kg e 900 CV/m<sup>2</sup>.

3. — Volendo passare al progetto di macchine di maggior potenza, il criterio direttivo della Turbomeca è stato quello di forzare

maggior portata attraverso lo stesso compressore e la stessa macchina: quando il lavoro massico rimanesse inalterato, le potenze si incrementerebbero in ragione delle portate. Di fatto il lavoro massico aumenta anch'esso, a pari  $T_3$ , per il maggior  $\beta$ , e il vantaggio si fa più vistoso. Così, passando dall'Artouste 2 C al 3 B, mentre la portata d'aria si incrementa nel rapporto 1,30, le potenze salgono nel rapporto 1,37. Analogamente per il caso dell'Astazou 2 e Astazou 10: la portata si incrementa nel rapporto 1,13, le potenze e i reciproci degli ingombri specifici nel rapporto 1,20.

Le difficoltà che si incontrano, però, a seguire così attraente criterio, sono messe in luce da alcune considerazioni sui campi di utile impiego dei vari tipi di compressore.

In figura 2, dove in ordinata è il rapporto  $\beta$  di compressione e in ascissa il parametro  $\Phi$  di portata ( $\Phi =$  portata in volume, espressa in m<sup>3</sup>/s, per  $(n/10^3)^2$  con  $n =$  giri/1'), sono delimitati i campi di impiego del compressore centrifugo monostadio e dell'assiale monostadio, così come riportati da Eckert in « Axialkom-

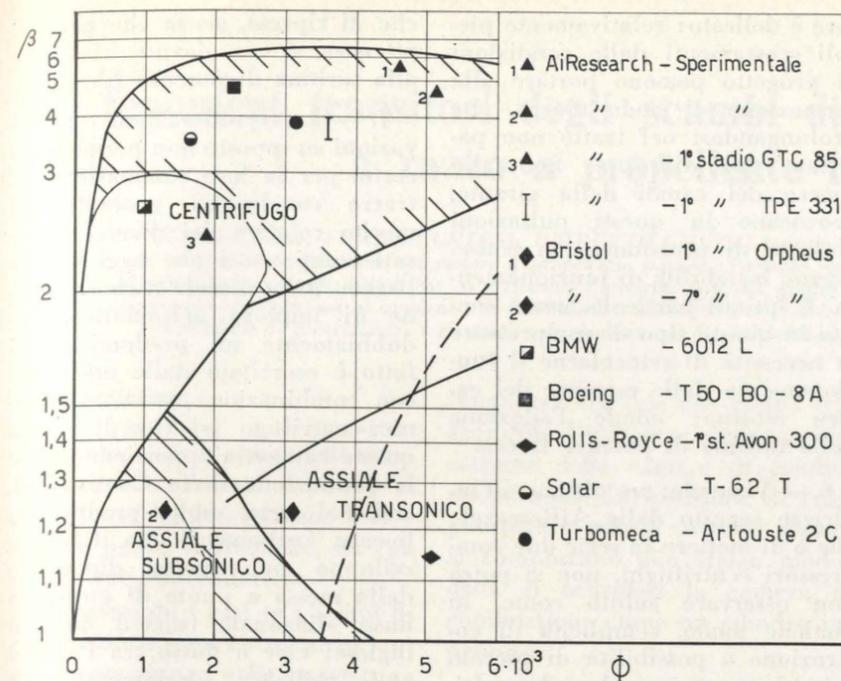


Fig. 2

soren und Radialkompressoren» [2].

Entrambi i campi presentano una zona tratteggiata periferica, che vorrebbe indicare il limite delle possibilità delle macchine monostadio. Si veda, con riguardo al centrifugo, come si sappia oggi utilizzare proprio tale zona del campo, e come il tratteggio andrebbe riservato, se mai, alla parte di essa che sta oltre un valore di  $\Phi$  di circa 3500.

Voler far funzionare un compressore centrifugo con valori di  $\Phi$  superiori a 3500, significa dover ricorrere alla sua «sovralimentazione» nella misura indicata dalla linea a tratti di figura 2, mediante una compressione precedente. Questa non potrà essere affidata ancora a un compressore centrifugo, se non accettando la complicazione d'un riduttore di giri o di due alberi coassiali nella macchina. Occorrerà ricorrere a una o più giranti assiali.

Il campo d'impiego del compressore assiale monostadio indicato in figura 2 è quello corrispondente a valori del numero di Mach relativo d'ingresso nel pallettaggio nettamente subsonici. In tale campo vengono a cadere, per esempio, i punti di funzionamento degli ultimi stadi dei compressori assiali di motori anche modernissimi.

Come si vede in figura, il limite di 3500 nel valore di  $\Phi$  non appare valicabile neppure con il compressore assiale tradizionale. Un esempio numerico servirà a chiarire la natura di questa limitazione. Si è scelto per il pallettaggio fisso di diffusione lo stesso profilo NACA 65 (12)10, e si è assunta solidità 1. Fissato in

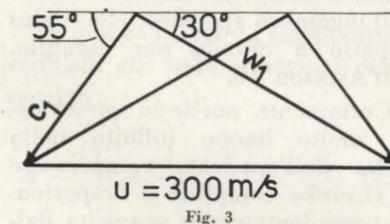


Fig. 3

0,75 il valore del numero di Mach d'ingresso relativo al pallettaggio mobile al diametro medio  $d$ , si ha, con gli angoli caratteristici indicati in figura 3 (scelti opportunamente nell'intento di rendere grande  $\Phi$ ), e in aria tipo a quota zero: velocità periferica  $u = 300$  m/s;  $\beta = 1,48$ ;  $\Phi = 1,26 \cdot 10^4$  (l/d), con l altezza della palette. Mentre con  $l/d=0,10$  si cade in figura 2 quasi esattamente nel vertice del campo dell'assiale, si veda come, neppure spingendosi al limite di Mach 1 all'ingresso ( $l/d=0,25$ ), si raggiunga il traguardo di 3500 nel valore di  $\Phi$ . Tale traguardo è valicabile oggi

con l'uso di giranti assiali «transoniche». Frutto di ricerche, che datano dal 1940, esse, che devono il nome al fatto di operare in regime transonico (e, più generalmente, di avere numeri di Mach d'ingresso relativi variabili lungo l'altezza delle palette da valori subsonici a valori supersonici), sono ormai da circa un decennio largamente diffuse, come testimoniano i punti riportati in figura 2, relativi ai primi stadi di compressori assiali moderni. Il loro campo d'impiego è, approssimativamente, quello indicato in figura, e in tale campo esse lavorano con rendimenti adiabatici dell'ordine di 0,85.

4. — Potendo disporre di giranti assiali transoniche, è stato possibile «sovralimentare» il compressore centrifugo di un turbomotore e procedere, nel modo più diretto, al potenziamento e al miglioramento delle prestazioni di quest'ultimo, senza alterarne gran che il carattere di semplicità e sicurezza.

Già s'è detto sull'impiego della pratica della sovralimentazione per maggiorare la potenza di una assegnata macchina. Si può però usare delle nuove possibilità anche al fine di meglio sfruttare la capacità di lavorare con temperature di ingresso in turbina sempre più elevate. Esaminando la tabella 1 si vede come l'Astazou 2, che sviluppa una potenza circa uguale a quella dell'Artouste 3 B, vanta nel confronto una riduzione in consumo specifico del 15%, essenzialmente dovuta alle più alte temperature in turbina. Per lo stesso motivo il lavoro specifico utile s'incrementa nella misura del 65%, con conseguente notevole riduzione della portata e aumento del numero di giri. È agevole persuadersi come, in tali condizioni, di potenza invariata, il parametro  $\Phi$  non debba cambiare sensibilmente: esso si mantiene infatti nell'intorno di 3900, come per l'Artouste 3 B. Ancora una volta perciò è utile il ricorso alla pratica della sovralimentazione per ovviare all'incapacità del compressore centrifugo di operare a valori così elevati del parametro di portata.

Il consentire maggiori prestazioni in potenza, a parità di tem-

TABELLA 1

CASA	Modello	Potenza CV	n. stadi assiali	n. stadi trifughi	Rapporto di compressione	Portata d'aria kg/s	n. giri/1'	$\Phi$	Consumo g/CVh	CV	CV	CV	Utilizzazione
										kg/s	m <sup>2</sup>	kg	
AiRESEARCH	1 TSE-331-7	600	0	2	6,5	2,00	41.000	2750	281	300	3000	6,3	Elicottero
	2 TPE-331-24	600	0	2	7,9	2,54	41.700	3600	281	236	2720	4,9	Turboelica
	3 GTP70	160	0	2	3,3	0,91	40.800	1240	356	176	—	1,6	Ausiliario
ALLISON	1 T63	250	6	1	6,2	1,36	*48.750	2640	335	184	1390	4,0	Elicottero
	2 250-B15	310	6	1	6,2	1,36	*48.750	2640	308	228	1720	4,4	Turboelica
BMW	1 6012L	110	0	1	2,6	0,60	45.000	1000	580	183	1000	2,5	Elicottero
BOEING	1 T50-B0-8A	300	0	1	4,8	1,86	*38.500	2250	444	161	1030	2,0	Elicottero
	2 T50-B0-10	330	1	1	5,7	1,86	*39.400	2360	367	177	1270	3,0	Elicottero
	3 550-1-22C	425	1	1	5,9	2,02	*40.000	2640	340	210	1630	4,4	Elicottero
CONTINENTAL	1 T65-T-1	310	1	1	6,0	1,50	*57.500	4050	322	206	1550	5,0	Elicottero
SOLAR	1 T-62T	65	0	1	3,5	0,63	*56.700	1650	600	106	—	2,2	Ausiliario
TURBOMECA	1 Artouste 2C-5	400	0	1	3,9	3,30	34.000	3110	435	121	1900	3,5	Elicottero
	2 Artouste 3B	550	1	1	5,2	4,30	33.500	3940	325	128	2040	4,2	Elicottero
	3 Astazou 2	530	1	1	6,0	2,50	43.500	3860	274	212	3120	4,3	Turboelica
	4 Astazou 10	640	2	1	7,5	2,82	43.000	4260	242	227	3760	5,0	Turboelica
	5 Bastan 6B2	1000	1	1	5,8	4,50	33.500	4120	285	222	4160	4,8	Turboelica

NOTA: L'asterisco denota la presenza della turbina libera di potenza. I numeri di giri indicati sono quelli del compressore.

peratura massima del ciclo, o maggiori prestazioni in rendimento, a parità di potenza, e minori ingombri specifici in entrambi i casi, sono titoli di merito sufficienti a spiegare il diffuso impiego delle giranti transoniche nei piccoli e medio-piccoli recenti turbomotori.

Ma un altro pregio, non trascurabile, può vantare l'accoppiamento girante assiale e girante centrifuga tradizionale: le buone caratteristiche di pompaggio. Esse sono essenzialmente quelle del compressore centrifugo, che fornisce il grosso del lavoro di compressione. È, di fatto, provata la stabilità di funzionamento anche con girante assiale in stallo [3].

5. — L'indirizzo seguito dalla Boeing nello sviluppo della sua produzione è, come già detto, ancor quello di abbinare girante assiale e girante centrifuga. Ma le esperienze e gli studi condotti e i risultati acquisiti da questa Casa nel campo dei compressori centrifughi operanti con alti valori della velocità periferica e con flusso transonico-supersonico all'uscita della girante, ha indotto i progettisti della Boeing a utilizzare questi tipi di compressore, di non elevato rendimento ( $0,76 \div 0,78$ ), ma capaci di alti rapporti di compressione. Inoltre, avendo particolari attenzioni alla produzione per elicotteri, meno esigente in fatto di ingombro specifico, la Boeing ha disegnato compressori di relativamente grande diametro, sì da ottenere le elevate velocità periferiche richieste, contenendo il numero di giri anche con piccole portate. Ne sono risultate macchine come quelle di tabella 1, operanti con relativamente piccoli valori di  $\phi$  e con girante assiale di tipo subsonico, posta nel solo intento di migliorare il rapporto di compressione.

Tutte le macchine dell'attuale produzione Boeing presentano la turbina di potenza libera. Anche questa peculiarità deriva dall'attenzione dedicata alle esigenze dell'elicottero; ma indubbiamente gran peso nella scelta di questa organizzazione meccanica della macchina hanno avuto le caratteristiche di stabilità di funzionamento del compressore. Il funzionamento in transonico del diffu-

sore è delicato: relativamente piccoli scostamenti dalle condizioni di progetto possono portare alla formazione di onde d'urto, che prolungandosi nel tratto non palettato del diffusore, fino allo sbocco dei canali della girante, provocano in questi pulsazioni violente di pressione, con conseguente instabilità di funzionamento. È quindi particolarmente sentita in questo tipo di compressore la necessità di svincolarne il funzionamento dalle esigenze del carico esterno; donde l'adozione della turbina di potenza libera.

6. — Venendo, per ultimo, all'indirizzo seguito dalla AiResearch, che è di mettere in serie due compressori centrifughi, non si potrà non osservare subito come, in qualche modo, semplicità di costruzione e possibilità di piccolo ingombro vengano da tale pratica compromesse. Si rendono necessari, infatti, ampi e ben disegnati condotti di convogliamento della portata uscente dal primo compressore alla bocca del secondo. Si noterà allora, in tabella 1, come il molto elevato valore del lavoro specifico utile della TPE-331 (per tacere della TSE-331), dovuto essenzialmente alla elevatissima temperatura d'ingresso in turbina ( $940^\circ\text{C}$ ), non trovi adeguata corrispondenza nel valore dell'ingombro specifico, che è alto rispetto a quello, per esempio, dell'Astazou 10.

Certamente, anche in questo caso, molto hanno influito nella scelta dell'apparato compressore le ricerche compiute e l'esperienza precedentemente acquisita dalla Casa nell'accoppiamento di due compressori centrifughi in gruppi ausiliari di potenza, nonché l'acquisita capacità di realizzare compressori centrifughi di ottime caratteristiche di portata (si noti il valore di  $\phi = 3600$ ).

È tipico della produzione AiResearch la costruzione di giranti centrifughe con palettaggio ricurvo all'indietro, a dispetto delle difficoltà meccaniche connesse alla lavorazione e alla resistenza del materiale, ma con vantaggio per le caratteristiche di pompaggio. Può così verificarsi che la TPE-331 associ a un valore del rapporto totale di compressione piuttosto elevato ottime caratteristi-

che di ripresa, senza che per ciò ottenere si sia dovuto ricorrere alla turbina di potenza libera.

7. — Le considerazioni e osservazioni su esposte non permettono certo, per la loro sommarietà, di trarre conclusioni generali sul merito relativo dei diversi apparati compressori che oggi si utilizzano nelle piccole turbomacchine di impiego aeronautico. Indubbiamente un predominio di fatto è esercitato dalle macchine con combinazione assiale transonica-centrifugo (si ricordi che a questa categoria appartiene anche la produzione della Continental, che, del resto, molto produce su licenza Turbomeca). Ma il futuro sviluppo può molto dipendere dalla messa a punto di giranti a flusso diagonale (mixed flow in inglese; cioè a flusso tra l'assiale e il radiale), sperimentalmente molto promettenti (vedasi figura 1), e dalla possibilità, forse più lontana nel tempo, d'utilizzazione di giranti assiali supersoniche capaci, esse sole, di rapporti di compressione dell'ordine di 4.

Nel frattempo, come a suo luogo è stato notato, molto può contare nella scelta l'esperienza specifica acquisita da ogni singola Casa costruttrice; e fors'anche la tradizione. Né mancano i pezzi di bravura. Così la Allison, una delle più avanzate Case costruttrici di turbomacchine, presentandosi recentemente nel campo delle piccole turbine, offre, a dispetto di tutte le considerazioni relative alla semplicità di costruzione, la turboelica 250-B 15 dotata di compressore con ben 6 stadi assiali subsonici e uno stadio centrifugo, turbina libera di potenza e alberi di questa e del generatore di gas coassiali.

Giuseppe Bussi

Assistente ordinario

Cattedra di Motori per Aeromobili  
Politecnico di Torino

#### BIBLIOGRAFIA

- [1] J. SZYDLOWSKI - Design and development of small aircraft gas turbines in France, Journal of the Royal Aeronautical Society, July 1965.
- [2] B. ECKERT - Axialkompressoren und Radialkompressoren, 1953, Springer Verlag.
- [3] S.A.E. - Centrifugal compressors, Technical Progress Series, vol. 3.
- [4] P. G. HILL, and C. R. PETERSON - Mechanics and Thermodynamics of Propulsion, Addison, Wesley Publishing Company.

## Sui fenomeni transitori degli scambi di calore nei propulsori a razzo a propellente liquido

CORRADO CASCI, FRANCO CHIESI, UMBERTO GHEZZI studiano i fenomeni transitori di temperatura nelle camere di combustione dei motori a propellente liquido. Partendo dall'equazione generale di trasmissione del calore in coordinate cilindriche, si è ricavato l'integrale generale, quindi la reale distribuzione di temperatura imponendo le condizioni al contorno e le condizioni iniziali. Si arriva a definire tre parametri adimensionali che permettono di generalizzare i risultati e di ricavare con l'uso di alcuni grafici, la durata del transitorio.

### 1. Introduzione.

È noto che le camere di combustione dei motori a razzo a propellente liquido possono essere sia con pareti raffreddate, sia con pareti non raffreddate.

In entrambi i casi se i tempi di combustione sono abbastanza lunghi, si raggiunge nelle pareti una condizione di regime ed il transitorio assume poca importanza in quanto nel dimensionamento delle pareti occorre tener conto delle massime temperature raggiunte.

Se invece i tempi di combustione sono abbastanza brevi, tutto il fenomeno di trasmissione del calore si svolge in condizioni non stazionarie, e quindi le temperature nelle pareti risultano minori che nel caso stazionario.

Nel presente lavoro ci si propone di calcolare la distribuzione di temperature e di esaminare in quali casi si raggiungono le condizioni stazionarie in funzione delle dimensioni geometriche e delle caratteristiche termiche della camera di combustione. Si è cercato di rendere la trattazione analitica applicabile nella maggior parte dei casi pratici, evitando la semplificazione di assumere la temperatura esterna della parete uguale a quella ambiente.

Quindi i risultati ottenuti sono applicabili anche a motori piccoli, che naturalmente hanno un transitorio breve.

### 2. Impostazione analitica.

Si consideri una camera di combustione cilindrica a sezione circolare e supponiamo che la

lunghezza sia tale che risulti trascurabile l'influenza delle regioni estreme della camera di combustione sulla distribuzione di temperatura e quindi tutte le sezioni si comportano allo stesso modo; ossia si consideri la camera di combustione come un cilindro indefinito.

In questa ipotesi l'unica variabile geometrica che interessa è il raggio  $r$ .

La temperatura risulta quindi una funzione di  $r$  e del tempo  $t$ .

Si ritiene costante la temperatura all'interno ed all'esterno della camera di combustione

$$T_g = \text{costante}$$

$$T_a = \text{costante}$$

In queste ipotesi la temperatura soddisfa alle note equazioni differenziali:

$$\alpha \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.1)$$

essendo:

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$$

La soluzione generale del problema è data dalle somme di due frazioni, una corrispondente alla soluzione stazionaria, e l'altra esprime la componente transitoria del fenomeno.

Quindi avremo:

$$T = U(r) + v(t, r) \quad (2.2)$$

essendo  $U(r)$  la parte stazionaria e  $[v(t, r)]$  la parte transitoria.

### 3. Caso stazionario.

La funzione  $U(r)$  della componente stazionaria della temperatura deve soddisfare alla equazione

$$\alpha \left[ \frac{d^2 U}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dU}{dr} \right] = 0 \quad (3.1)$$

Le condizioni al contorno sono le seguenti

$$\left. \begin{aligned} -\lambda \left( \frac{dU}{dr} \right)_{r=r_i} &= \bar{h} (T_g - U(r_i)) \\ -\lambda \left( \frac{dU}{dr} \right)_{r=r_e} &= h (U(r_e) - T_a) \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

$$\left. \begin{aligned} -\lambda \left( \frac{dU}{dr} \right)_{r=r_i} &= \bar{h} (T_g - U(r_i)) \\ -\lambda \left( \frac{dU}{dr} \right)_{r=r_e} &= h (U(r_e) - T_a) \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

L'integrale generale dell'equazione (3.1) è:

$$U = A + B \lg \frac{r}{r_e} \quad (3.4)$$

Calcoliamo le costanti di integrazione  $A$  e  $B$ , imponendo le condizioni (3.2) e (3.3)

$$\left. \begin{aligned} -\lambda \frac{B}{r_i} &= \bar{h} (T_g - A - B \lg \frac{r_i}{r_e}) \\ -\lambda \frac{B}{r_e} &= h (A + B \lg \frac{r_e}{r_e} - T_a) \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

Dal sistema (3.5) risulta:

$$B = - \frac{T_g - T_a}{\frac{\lambda}{hr_i} + \frac{\lambda}{hr_e} + \lg \frac{r_e}{r_i}} \quad (3.6)$$

$$A = T_a \frac{\frac{\lambda}{hr_i} + \frac{T_g}{T_a} \frac{\lambda}{hr_e} + \lg \frac{r_e}{r_i}}{\frac{\lambda}{hr_i} + \frac{\lambda}{hr_e} + \lg \frac{r_e}{r_i}} \quad (3.7)$$

4. Caso non stazionario.

In condizioni non stazionarie la frazione (2.2) deve soddisfare all'equazione (2.1).

Sostituendo la (2.2) nella (2.1) e tenendo conto della (3.1) otteniamo:

$$\alpha \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial r} \right] = \frac{\partial v}{\partial t} \quad (4.1)$$

Assumiamo:

$$v = h(r) \cdot g(t) \quad (4.2)$$

Sostituendo la (4.2) nella (4.1) e separando le variabili otteniamo:

$$\frac{dg}{dt} = -\beta_n^2 g \quad (4.3)$$

Nella (4.3) il primo membro è una funzione del tempo, mentre il secondo è funzione solo di  $r$ , quindi risultano costanti. Otteniamo:

$$\frac{d^2 h}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dh}{dr} = -\beta_n^2 h \quad (4.4)$$

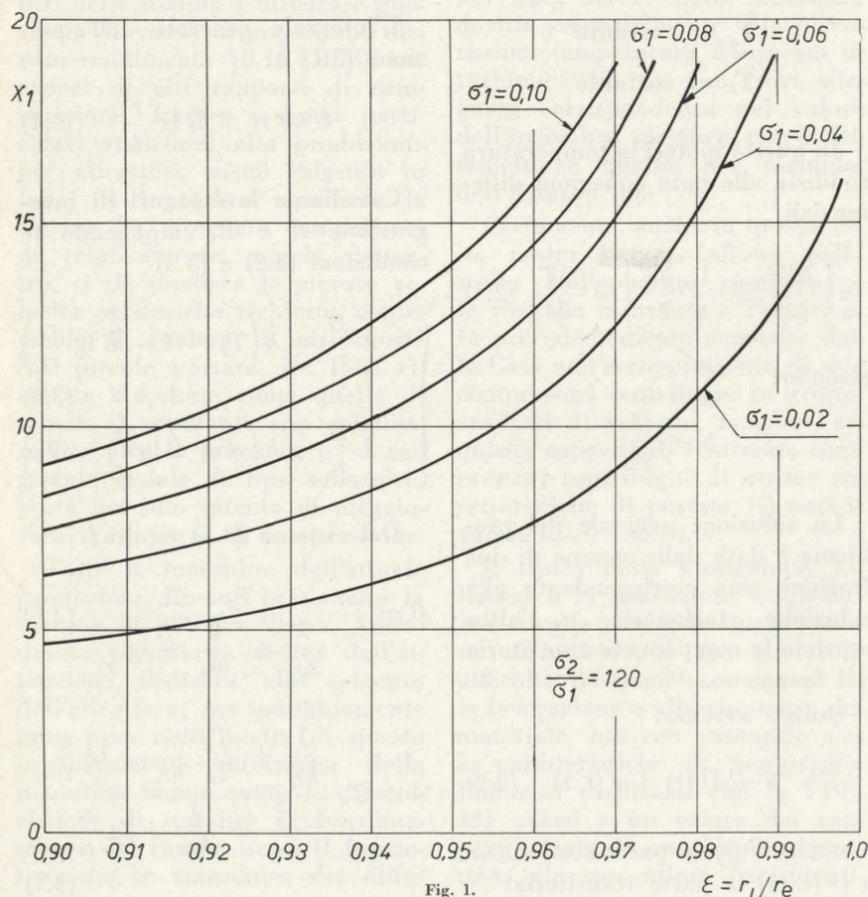


Fig. 1.

Dalla prima delle (4.4) otteniamo:

$$\frac{dg}{dt} + \alpha \beta_n^2 g = 0 \quad (4.5)$$

La (4.5) è un'equazione differenziale lineare a coefficienti costanti, il cui integrale generale è:

$$g(t) = c e^{-\alpha \beta_n^2 t} \quad (4.6)$$

dalla seconda delle (4.4) otteniamo:

$$\frac{d^2 h}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dh}{dr} + h \beta_n^2 = 0 \quad (4.7)$$

La (4.7) è un'equazione differenziale del tipo di Bessel di ordine zero, quindi l'integrale generale è:

$$h = A_n J_0(\beta_n r) + B_n Y_0(\beta_n r) \quad (4.8)$$

essendo  $A_n$  e  $B_n$  costanti di integrazione e  $J_0(\beta_n r)$  e  $Y_0(\beta_n r)$  le due funzioni di Bessel di ordine zero.

Quindi l'integrale generale della (2.3) risulta:

$$T = A + B \lg \frac{r}{r_e} + \sum_1^n e^{-\alpha \beta_n^2 t} [A_n J_0(\beta_n r) + B_n Y_0(\beta_n r)] \quad (4.9)$$

Imponiamo ora le condizioni al contorno e le condizioni iniziali.

Cioè immaginiamo che il calore che attraversa lo strato di fluido aderente alla parete interna sia uguale al calore entrante nella parete per conduzione.

Lo stesso per la parete interna.

La seconda condizione al contorno lascia libero il valore delle temperature sulle pareti.

Inoltre come condizione iniziale imponiamo una generica distribuzione di temperatura nella parete.

Le condizioni al contorno sono quindi:

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_i} = \bar{h} (T_g - T(r_i, t)) \quad (4.10)$$

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_e} = h (T(r_e, t) - T_a) \quad (4.11)$$

$$T(r, 0) = F(r) \quad (4.12)$$

Le equazioni (4.10) e (4.11) per le (3.5) diventano

$$\lambda \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)_{r=r_i} = \bar{h} \cdot v(r_i, t) \quad (4.13)$$

$$-\lambda \left( \frac{\partial v}{\partial r} \right)_{r=r_e} = h \cdot v(r_e, t)$$

dove

$$v(r, t) = \sum_1^n e^{-\beta_n^2 \alpha t} [A_n J_0(\beta_n r) + B_n Y_0(\beta_n r)] \quad (4.14)$$

Ricordando le relazioni esistenti tra le funzioni di Bessel di ordine zero e quelle di primo ordine:

$$\frac{dJ_0}{dr} = -\beta_n J_1$$

$$\frac{dY_0}{dr} = -\beta_n Y_1$$

otteniamo

$$-\sum_1^n e^{-\alpha \beta_n^2 t} [A_n \beta_n J_1(\beta_n r_i) + B_n \beta_n Y_1(\beta_n r_i)] =$$

$$\frac{\bar{h}}{\lambda} \sum_1^n e^{-\alpha \beta_n^2 t} [A_n J_0(\beta_n r_i) + B_n Y_0(\beta_n r_i)] =$$

$$\sum_1^n e^{-\alpha \beta_n^2 t} [A_n \beta_n J_1(\beta_n r_e) + B_n \beta_n Y_1(\beta_n r_e)] =$$

$$\frac{h}{\lambda} \sum_1^n e^{-\alpha \beta_n^2 t} [A_n J_0(\beta_n r_e) + B_n Y_0(\beta_n r_e)]$$

da cui

$$A_n \left[ \beta_n J_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} J_0(\beta_n r_i) \right] +$$

$$+ B_n \left[ \beta_n Y_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} Y_0(\beta_n r_i) \right] = 0 \quad (4.15)$$

$$A_n \left[ \beta_n J_1(\beta_n r_e) - \frac{\bar{h}}{\lambda} J_0(\beta_n r_e) \right] +$$

$$+ B_n \left[ \beta_n Y_1(\beta_n r_e) - \frac{h}{\lambda} Y_0(\beta_n r_e) \right] = 0$$

Il sistema (4.15) è lineare omogeneo, quindi affinché  $A_n$  e  $B_n$  risultino diversi da zero è necessario che il determinante dei coefficienti sia eguale a zero.

$$\Delta = 0$$

$$\Delta = \begin{vmatrix} \left[ \beta_n J_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} J_0(\beta_n r_i) \right] & \left[ \beta_n Y_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} Y_0(\beta_n r_i) \right] \\ \left[ \beta_n J_1(\beta_n r_e) - \frac{h}{\lambda} J_0(\beta_n r_e) \right] & \left[ \beta_n Y_1(\beta_n r_e) - \frac{h}{\lambda} Y_0(\beta_n r_e) \right] \end{vmatrix} = 0 \quad (4.16)$$

Dalla risoluzione del determinante che compare nella (4.16), otteniamo:

$$\beta_n^2 J_1(\beta_n r_i) Y_1(\beta_n r_e) - \frac{h}{\lambda} \beta_n J_1(\beta_n r_i) Y_0(\beta_n r_e) + \frac{\bar{h}}{\lambda} \beta_n J_0(\beta_n r_i) Y_1(\beta_n r_e) - \frac{\bar{h} h}{\lambda^2} J_0(\beta_n r_i) Y_0(\beta_n r_e) - \beta_n^2 J_1(\beta_n r_e) Y_1(\beta_n r_i) + \frac{h}{\lambda} \beta_n J_0(\beta_n r_e) Y_1(\beta_n r_i) - \frac{\bar{h}}{\lambda} \beta_n J_1(\beta_n r_e) Y_0(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h} h}{\lambda^2} J_0(\beta_n r_e) Y_0(\beta_n r_i) = 0 \quad (4.17)$$

La (4.17) è un'equazione nell'incognita  $\beta_n$ .

Questa equazione essendo ottenuta dalla composizione delle funzioni di Bessel di ordine zero e di ordine uno ammette infinite soluzioni  $\beta_1, \beta_2, \dots$

Dalla prima delle (4.15) otteniamo:

$$B_n = -A_n \frac{\beta_n J_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} J_0(\beta_n r_i)}{\beta_n Y_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} Y_0(\beta_n r_i)} \quad (4.18)$$

La (4.18) permette di ricavare  $B_n$  in funzione di  $A_n$ , occorre quindi oltre alle (4.17) e (4.18) un'altra serie di equazioni, che otteniamo dalle condizioni iniziali.

Dalla (4.12) otteniamo:

$$A + B \lg \frac{r}{r_e} + \sum_1^n [A_n J_0(\beta_n r) + B_n Y_0(\beta_n r)] = F(r) \quad (4.19)$$

Sostituendo la (4.18) nella (4.19) otteniamo:

$$A + B \lg \frac{r}{r_e} + \sum_1^n \left[ A_n J_0(\beta_n r) - A_n \frac{\beta_n J_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} J_0(\beta_n r_i)}{\beta_n Y_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} Y_0(\beta_n r_i)} Y_0(\beta_n r) \right] = F(r)$$

da cui

$$A + B \lg \frac{r}{r_e} + \sum_1^n \frac{A_n}{\beta_n Y_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} Y_0(\beta_n r_i)} \left\{ \beta_n J_0(\beta_n r) Y_1(\beta_n r_i) + \right.$$

$$\left. + \frac{\bar{h}}{\lambda} J_0(\beta_n r) Y_0(\beta_n r_i) - \beta_n J_1(\beta_n r_i) Y_0(\beta_n r) - \frac{\bar{h}}{\lambda} J_0(\beta_n r_i) Y_0(\beta_n r) \right\} = F(r) \quad (4.20)$$

Poniamo

$$Z(r_i \beta_n) = \beta_n J_0(\beta_n r) Y_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} J_0(\beta_n r) Y_0(\beta_n r_i) - \beta_n J_1(\beta_n r_i) Y_0(\beta_n r) - \frac{\bar{h}}{\lambda} J_0(\beta_n r_i) Y_0(\beta_n r) \quad (4.21)$$

$$\bar{Z} = Z(r, \beta_m) \quad (4.22)$$

Sostituendo le (4.21) nella (4.20) e moltiplicando ambo i membri per  $r \cdot z(r, \beta_m)$  ed interpolando da  $r_i$  e  $r_e$ , otteniamo:

$$\int_{r_i}^{r_e} r \left[ F(r) - A - B \lg \frac{r}{r_e} \right] Z(\beta_m) dr = \sum_n \int_{r_i}^{r_e} \frac{A_n r}{\beta_n Y_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} Y_0(\beta_n r_i)} Z(\beta_n) Z(\beta_m) dr \quad (4.23)$$

Le funzioni  $z(\beta_n)$  sono autofunzioni dell'equazione differenziale (4.7) essendo i  $\beta_n$  autovalori, perchè le condizioni al contorno sono omogenee.

Tali autosoluzioni risultano ortogonali rispetto alla variabile  $r$  assunta come peso.

Si ha quindi:

$$\int_{r_i}^{r_e} r Z(\beta_n r) Z(\beta_m r) dr = \begin{cases} 0 & \text{per } m \neq n \\ \int_{r_i}^{r_e} r Z^2(\beta_n r) dr & \text{per } m = n \end{cases}$$

Per la (4.24) otteniamo:

$$\int_{r_i}^{r_e} r \left[ F(r) - A - B \lg \frac{r}{r_e} \right] Z(\beta_n) dr = A_n \int_{r_i}^{r_e} \frac{r Z^2(\beta_n) dr}{\beta_n Y_1(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} Y_0(\beta_n r_i)} \quad (4.25)$$

da cui

$$A_n = \frac{\int_{r_i}^{r_e} r \left[ F(r) - A - B \lg \frac{r}{r_e} \right] Z(\beta_n) dr}{\int_{r_i}^{r_e} \frac{r Z^2(\beta) dr}{\beta_n Y_2(\beta_n r_i) + \frac{\bar{h}}{\lambda} Y_0(\beta_n r_i)}} \quad (4.26)$$

Ad ogni soluzione  $\beta_n$  della (4.17) corrisponde quindi per la (4.26) e (4.18) un valore di  $A_n$  e di  $B_n$ .

Notiamo che esiste una successione di infiniti autovalori  $\beta_n$ .

La distribuzione di temperature sulle parti risulta quindi determinata.

Si vede che il tipo di funzione proposta soddisfa alla condizione iniziale ed alle condizioni al contorno.

### 5. Considerazioni sui parametri adimensionali che influenzano il transitorio.

Riprendiamo la (4.17); moltiplicando ambo i membri per  $r_e^2$ , si ottiene:

$$\begin{aligned} & r_e^2 \beta_n^2 Y_1(\beta_n r_e) J_1(\beta_n r_i) - \\ & - \frac{h r_e}{\lambda} \beta_n r_e J_1(\beta_n r_i) Y_0(\beta_n r_e) + \\ & + \frac{\bar{h} r_e}{\lambda} \beta_n r_e J_0(\beta_n r_i) Y_1(\beta_n r_e) - \\ & - \frac{\bar{h} h r_e}{\lambda^2} J_0(\beta_n r_i) Y_0(\beta_n r_e) - \\ & - \beta_n^2 r_e^2 J_1(\beta_n r_e) Y_1(\beta_n r_i) + \\ & + \frac{h r_e}{\lambda} \beta_n r_e J_0(\beta_n r_e) Y_1(\beta_n r_i) - \\ & - \frac{\bar{h} r_e}{\lambda} \beta_n r_e J_1(\beta_n r_e) Y_0(\beta_n r_i) + \\ & + \frac{h \bar{h}}{\lambda^2} r_e^2 J_0(\beta_n r_e) Y_0(\beta_n r_i) = 0 \end{aligned}$$

mettiamo in evidenza alcuni numeri adimensionali. Poniamo:

$$\frac{h}{\lambda} r_e = \sigma_1 \quad (5.1)$$

$$\frac{\bar{h}}{\lambda} r_e = \sigma_2 \quad (5.2)$$

$$\frac{r_i}{r_e} = \varepsilon \quad (5.3)$$

$$\beta_n r_e = x \quad (5.4)$$

Il parametro adimensionale  $\sigma_1$  dipende dal coefficiente limitare esterno, quindi tiene conto dell'ambiente in cui si trova il motore, mentre il parametro  $\sigma_2$  tiene conto delle condizioni del gas all'interno della camera di combustione.

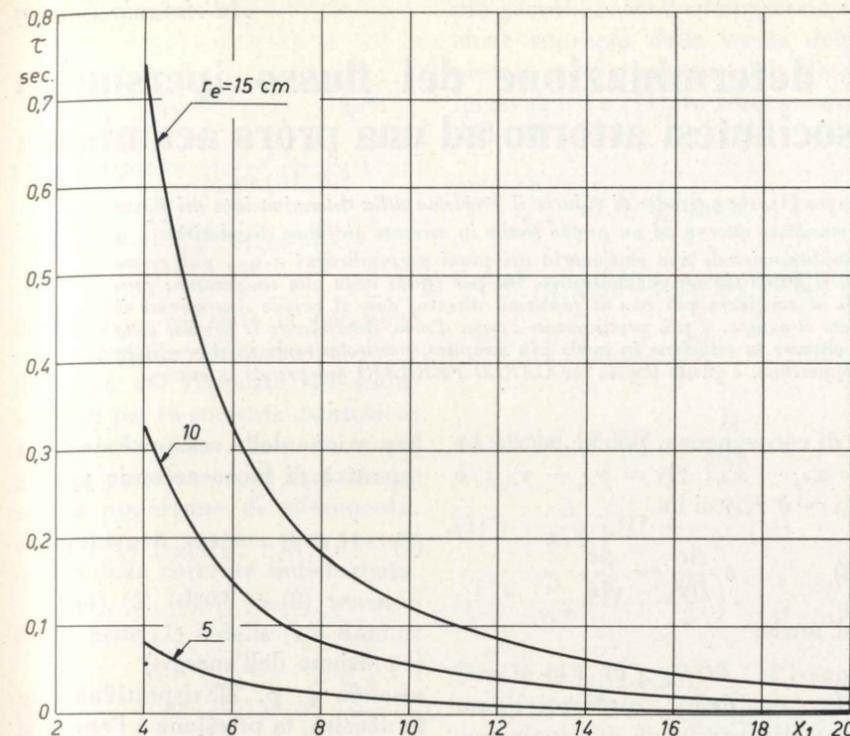


Fig. 2.

La (4.17) per la (5.1), (5.2), (5.3), (5.4), diventa:

$$\begin{aligned} & x^2 J_1(x \cdot \varepsilon) Y_1(x) - \\ & - \sigma_1 x J_1(\varepsilon \cdot x) Y_0(x) + \\ & + \sigma_2 x J_0(\varepsilon \cdot x) Y_1(x) - \\ & - \sigma_1 \sigma_2 J_0(\varepsilon \cdot x) Y_0(x) - \\ & - x^2 J_1(x) Y_1(\varepsilon \cdot x) + \\ & + \sigma_1 x J_0(x) Y_1(\varepsilon \cdot x) - \\ & - \sigma_2 x J_1(x) Y_0(\varepsilon \cdot x) + \\ & + \sigma_1 \sigma_2 J_0(x) Y_0(\varepsilon \cdot x) = 0 \quad (5.5) \end{aligned}$$

Possiamo notare che le soluzioni della (5.5) dipendono solamente dai tre parametri adimensionali  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\varepsilon$ .

Vediamo ora quindi solo le soluzioni della (5.5) che maggiormente influenzano il transitorio.

Come abbiamo già notato, la (4.9) che fornisce la distribuzione di temperatura ad ogni istante è composta da due parti:

a) componente stazionaria non dipendente dal tempo;

b) componente non stazionaria, cioè il transitorio.

Poniamo:

$$\frac{1}{\beta_n \alpha} = \tau_n \quad (5.6)$$

dove le  $\tau_n$  sono costanti di tempo.

Il termine che maggiormente influenza la lunghezza del transitorio è quello contenente la costante di tempo  $\tau_1$ , immaginando:

$$\tau_1 > \tau_2 > \tau_3 \dots$$

Quindi fra le soluzioni della (5.5) quella che ci interessa maggiormente è quella positiva minore di tutte.

Indicando questa particolare soluzione con  $x_1$  otteniamo infatti:

$$\beta_1 = \frac{x_1}{r_e} \quad (5.7)$$

### 6. Applicazione pratica della teoria per il calcolo della durata del transitorio.

Note le condizioni di funzionamento della camera di combustione, cioè le velocità dei gas

all'interno, ed i coefficienti limitari di trasmissione del calore, dal grafico di fig. 1 si ricava il valore di  $x_1$ , quindi dalla fig. 2 il valore di  $\sigma$ .

La costante di tempo confrontata col tempo di funzionamento del motore permette di stabilire se la camera di combustione funzionerà in condizioni di regime o in condizioni non stazionarie.

Corrado Casci

Ordinario di Macchine nel Politecnico di Milano; Direttore del Centro Nazionale di Ricerca sulla Tecnologia della Propulsione e dei Materiali Relativi; Chairman del Propulsion and Energetics Panel della AGARD; ex-assistente del Prof. Ing. Antonio Capetti.

Franco Chiesi

Ricercatore del Centro Nazionale di Ricerca sulla Tecnologia della Propulsione e dei Materiali Relativi (CNPM); borsa di studio del Ministero Pubblica Istruzione.

Umberto Ghezzi

Assistente Incaricato di Macchine nel Politecnico di Milano; Ricercatore del Centro Nazionale di Ricerca sulla Tecnologia della Propulsione e dei Materiali Relativi (CNPM).

Elenco dei simboli usati

- $r_i$  = raggio interno
- $r_e$  = raggio esterno
- $T_a$  = temperatura ambiente esterna
- $T_g$  = temperatura dei gas di combustione
- $\lambda$  = coefficiente di trasmissione del calore della parete kcal/m<sup>2</sup> °K s
- $g$  = densità della parete kg/m<sup>3</sup>
- $c$  = calore specifico della parete kcal/kg °K
- $\alpha$  = coefficiente di diffusione termica m<sup>2</sup>/s
- $\bar{h}$  = coefficiente lineare interno kcal/m<sup>2</sup> °K s
- $h$  = coefficiente lineare esterno kcal/m<sup>2</sup> °K s

### BIBLIOGRAFIA

- M. BARRERE, A. JAUMOTTE, B. FRAELIS, J. VANDENKERCKHOVE, *La propulsion par fusées*, 1<sup>a</sup> Edizione, Dunod, Parigi 1957.
- P. SUTTON, *Rocket propulsion*, 2<sup>a</sup> Edizione, New York, John Wiley & Sons, Inc. 1956.
- F. BOWMAN, *Introduction to Bessel Functions*, Dover Publications Inc., New York 1958.
- N. W., McLACHLAN, *Bessel Functions for Engineers*, Oxford University Press, New York 1934.
- W. H. McADAMS, *Heat Transmission*, McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, 3<sup>a</sup> Edizione, 1954.

# Un caso semplice di determinazione del flusso ipersonico di un gas biatomico dissociantesi attorno ad una prora acuminata

Il « principio di equivalenza » di Hayes [1], che permette di ridurre il problema della determinazione del flusso ipersonico bidimensionale di un gas omogeneo attorno ad un profilo sottile in corrente uniforme di velocità  $q_\infty$  a quello dello studio di una corrente unidimensionale non stazionaria nei piani perpendicolari a  $q_\infty$ , può essere molto facilmente esteso al caso in cui il fluido sia un gas biatomico, che per effetto della alta temperatura prodotta dall'onda d'urto si dissocia. Se si considera poi non il problema diretto, dato il profilo determinare il campo, ma il problema inverso, fissato il campo, o più precisamente l'onda d'urto, determinare il profilo, detto principio di equivalenza consente di ottenere la soluzione in modo più semplice, particolarmente se si sceglie la forma del fronte d'onda in modo opportuno: è questo il caso che CARLO FERRARI qui prende in esame.

## 1. Estensione del principio di equivalenza.

Supponiamo che la velocità della corrente uniforme  $\vec{q}_\infty$  sia parallela all'asse  $x$ , e che le perturbazioni prodotte dall'ostacolo siano così piccole che siano lecite le consuete approssimazioni dei moti ipersonici attorno a profili sottili, e precisamente: se  $\delta$  è un parametro piccolo (rispetto all'unità), il cui valore è una misura dell'angolo massimo di deviazione della velocità  $\vec{q}$  rispetto alla  $q_\infty$ , prodotta dall'ostacolo, la componente  $v$  della velocità secondo l'asse  $y$  è dell'ordine di grandezza di  $q_\infty \cdot \delta$ , mentre la componente  $u$  secondo  $x$  della velocità perturbata è dell'ordine di  $q_\infty \cdot \delta^2$ . Se si fa la trasformazione

$$(1) \quad x = \delta^{-1} \cdot l \cdot x^*; \quad y = l \cdot y^*$$

essendo  $l$  una lunghezza di riferimento, se ne deduce che le derivate delle componenti della velocità, della pressione, e della temperatura rispetto ad  $x^*$  risultano dello stesso ordine di grandezza delle derivate rispetto ad  $y^*$ .

Sia poi  $c$  la concentrazione (o frazione) di massa degli atomi risultanti dalla dissociazione (massa degli atomi per unità di massa della miscela di atomi e molecole), ed indichiamo con  $A_p$  un punto generico del contorno dell'ostacolo, e con  $A_1$  e con  $A_2$  le intersezioni del fronte d'onda colle parallele agli assi  $x$  e  $y$  per  $A_p$  (fig. 1). Poichè  $c$  attraverso l'onda non presenta discontinuità, è

$$(c)_{A_p} - (c)_{A_1} = (c)_{A_p} - (c)_{A_2} = \Delta c$$

e di conseguenza, poichè, se  $\Delta x = x_{A_p} - x_{A_1}$ ;  $\Delta y = y_{A_2} - y_{A_p}$ ; è  $\Delta x \sim \delta^{-1} \Delta y$  si ha

$$(2) \quad \delta \frac{\Delta c}{\Delta y} \sim \frac{\Delta c}{\Delta x}$$

od anche

$$(3) \quad \frac{\partial c}{\partial y^*} \sim \frac{\partial c}{\partial x^*}$$

Ora, le equazioni del moto possono essere scritte nella forma:

$$(4) \quad (q_\infty + u) \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} + \rho \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) = 0$$

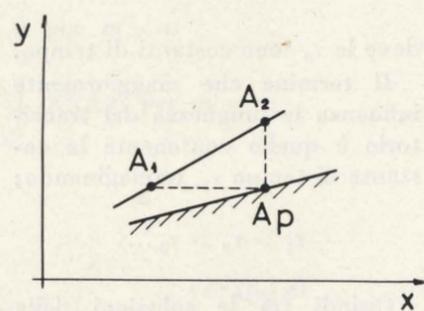


Fig. 1.

(equazione di continuità della miscela)

$$(5) \quad (q_\infty + u) \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x}$$

(equazione della componente della quantità di moto secondo  $x$ )

$$(6) \quad (q_\infty + u) \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y}$$

(equazione della componente della quantità di moto secondo  $y$ )

$$(7) \quad H_t = H + \frac{1}{2} [(q_\infty + u)^2 + v^2] = \text{cost.}$$

(equazione dell'energia) essendo  $\rho$ ,  $p$ ,  $H$  rispettivamente la densità, la pressione e l'entalpia (per unità di massa) del gas. La (7) può essere scritta nella forma equivalente:

$$(7') \quad (q_\infty + u) \frac{\partial H}{\partial x} + v \frac{\partial H}{\partial y} = \frac{1}{\rho} \left[ (q_\infty + u) \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} \right]$$

A queste equazioni si deve ancora aggiungere l'equazione di continuità degli atomi, che scriviamo nella forma (vedi ad es. [2], pag. 132)

$$(8) \quad (q_\infty + u) \frac{\partial c}{\partial x} + v \frac{\partial c}{\partial y} = - \frac{f\varepsilon}{\tau}; \quad \varepsilon = c - c_e$$

in cui  $c_e(x, y)$  è il valore che la concentrazione  $c$  ha in condizioni di equilibrio per i valori della pressione e della temperatura che si hanno nel punto di coordinate  $x, y$ ;  $\tau$  è il tempo chimico caratteristico, che consideriamo funzione nota della pressione e della temperatura; infine è:

$$(9) \quad f = \frac{1+c}{1+c_e} \frac{c+c_e}{1-c_e}$$

Poniamo:

$$(10) \quad \left\{ \begin{aligned} u^* &= \frac{u}{q_\infty \delta^2}; & v^* &= \frac{v}{q_\infty \delta}; \\ p_\infty &= \frac{p}{\gamma_\infty p_\infty (M_\infty \delta)^2}; \\ \rho^* &= \frac{\rho}{\rho_\infty}; & \tau^* &= \frac{\tau}{\tau_0} \end{aligned} \right.$$

in cui  $p_\infty$  e  $\rho_\infty$  sono la pressione e la densità indisturbata,  $\gamma_\infty$  è il valore del rapporto dei calori specifici per la corrente asintotica;  $\tau_0$  è il valore di  $\tau$  che corrisponde ad una pressione e ad una temperatura opportune di riferimento, che possono anche non essere quelle della corrente indisturbata.

Le (4), (5), (6), (7') e (8), tenendo conto delle (1) e delle (10) danno:

$$(4') \quad \frac{\partial \rho^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial \rho^*}{\partial y^*} + \rho^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} = - \delta^3 \left( u^* \frac{\partial \rho^*}{\partial x^*} + \rho^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} \right) \cong 0$$

$$(5') \quad \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} + \frac{1}{\rho^*} \frac{\partial p^*}{\partial x^*} = - \delta^2 u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} \cong 0$$

$$(6') \quad \frac{\partial v^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial v^*}{\partial y^*} + \frac{1}{\rho^*} \frac{\partial p^*}{\partial y^*} = - \delta^2 u^* \frac{\partial v^*}{\partial x^*} \cong 0$$

$$(8') \quad \frac{\partial c}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial c}{\partial y^*} + \frac{ef}{D\delta} \frac{1}{\tau^*} = - \delta^3 u^* \frac{\partial c}{\partial x^*} \cong 0$$

$$(11) \quad \frac{\partial H}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial H}{\partial y^*} - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial p}{\partial y^*} \right) = - \delta^2 u^* \frac{\partial H}{\partial x^*} + \frac{1}{\rho} \delta^2 u^* \frac{\partial p}{\partial x^*} \cong 0$$

avendo indicato con  $D$  il numero di Damköhler definito dalla:

$$(12) \quad D = \frac{q_\infty \tau_0}{l}$$

ed avendo trascurato i termini dell'ordine di grandezza di  $\delta^2$ , o

più piccoli, secondo l'approssimazione consueta della teoria delle piccole perturbazioni dei flussi ipersonici. La (11), in conseguenza della (6'), dà:

$$\frac{\partial}{\partial x^*} \left( H + \frac{1}{2} q_\infty^2 \delta^2 v^{*2} \right) + v^* \frac{\partial}{\partial y^*} \left( H + \frac{1}{2} q_\infty^2 \delta^2 v^{*2} \right) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x^*}$$

od anche, se  $H^* = \frac{H}{\delta^2 q_\infty^2}$

$$(11') \quad \frac{\partial}{\partial x^*} \left( H^* + \frac{v^{*2}}{2} \right) + v^* \frac{\partial}{\partial y^*} \left( H^* + \frac{v^{*2}}{2} \right) = \frac{1}{\rho^*} \frac{\partial p^*}{\partial x^*}$$

Ora le (4'), (6'), (8') e (11') sono manifestamente identiche alle equazioni che definiscono il moto unidimensionale non stazionario del gas dissociantesi in un piano normale all'asse  $x$ , quando si faccia corrispondere la  $x^*$  alla coordinata temporale  $t$ ; appare così esteso al flusso ipersonico del gas dissociantesi il principio di equivalenza di Hayes.

Osserviamo infine che la condizione al contorno dell'ostacolo, nella approssimazione corrispondente alla ipotesi delle piccole perturbazioni, scritta l'equazione di detto contorno nella forma:

$$(13) \quad y^* = s^* \int_0^{x/l} F(x/l) d(x/l) \quad (x/l \geq 0)$$

è espressa dalla:

$$(14) \quad v^* = \frac{s^*}{\delta} F(x/l) = \frac{s^*}{\delta} F\left(\frac{x^*}{\delta}\right)$$

nei punti della linea di eq. (13).

Nel problema unidimensionale non stazionario equivalente le (13) e (14) esprimono che la velocità del fluido nei punti della retta (13) del piano del moto, mobile secondo la legge data dalla (13) stessa, deve essere uguale alla velocità di spostamento di detta retta.

2. Riduzione del problema bidimensionale stazionario ipersonico al problema equivalente unidimensionale non stazionario. Caso semplice del fronte d'onda rettilineo.

Secondo i risultati ottenuti nel n° precedente, il problema del moto ipersonico bidimensionale stazionario è ridotto a quello del moto non stazionario unidimensionale (nella direzione dell'asse  $y$ ) che si può così definire: in un condotto delimitato da due pareti piane parallele all'asse  $y$  è mobile uno stantuffo piano, perpendicolare a detto asse, colla velocità variabile in funzione del tempo  $x^*$  secondo la legge (14); si deve determinare il moto del fluido nel condotto indotto da questo stantuffo.

È ben noto che se, essendo  $v^* = 0$  per  $-\infty \leq x^* \leq 0^-$ , è  $F(0^+) \neq 0$ , si forma subito all'istante  $x^* = 0^+$  un'onda d'urto, che avanza nel condotto con la velocità, che indichiamo con  $V^*$ , e che, in generale, sarà funzione del tempo, ossia di  $x^*$ . Se  $y_u^*$  è la posizione del fronte d'onda all'istante  $x^*$ , è

$$(15) \quad \frac{dy_u^*}{dx^*} = V^*$$

ossia

$$(16) \quad y_u^* = \int_0^{x^*} V^*(x^*) dx^* = \delta \int_0^{x/l} V^*(\delta x/l) dx/l = \delta \Phi(x/l)$$

che definisce nel piano  $(y^*, \frac{x}{l})$

la traiettoria dell'onda d'urto; questa nel problema ipersonico corrispondente non è altro che il fronte d'onda. Il problema ora indicato è semplice da risolvere nel caso particolare in cui si prenda  $V^* = \text{cost.}$ , e che fa corrispondere, per la (16), nel piano  $(\frac{x}{l}, y^*)$  un urto a fronte rettilineo: in queste condizioni, rispetto ad un riferimento solidale al fronte d'onda il moto nel condotto sopra

definito è stazionario, e pertanto tutte le grandezze devono essere funzioni soltanto di  $\eta = y^* - V^*x^*$ , e la velocità dello stantuffo  $w_s^*$ , relativa al riferimento ora indicato (ossia  $w_s^* = v_s^* - V^*$ ) deve risultare uguale alla velocità indotta dall'urto nel posto (ossia per il valore di  $\eta$ ) occupato dallo stantuffo. Appare pertanto che, nel caso in esame, tutto si riduce a determinare la struttura dell'onda d'urto retta, per la quale le condizioni del gas a monte dell'onda stessa sono corrispondenti alle:

$$(17) w^* = -V^*; \quad p^* = \frac{l}{\gamma_\infty (M_\infty \delta)^2}; \\ \rho^* = 1; \quad c = 0$$

La relazione, poi, che lega la velocità di propagazione dell'onda  $V^*$  alla velocità iniziale  $(v_s^*)_{x^*=0}$  dello stantuffo, si ricava subito osservando che per  $x^* = 0$  la posizione dell'onda e quella dello stantuffo coincidono, e poichè attraverso il fronte d'onda non si ha discontinuità nella composizione del gas, la relazione cercata coincide con quella valida nel caso di flusso di gas omogeneo non dissociantesi; di conseguenza si ha [3]

$$(18) \frac{V^*}{(v_s^*)_0} = \frac{\gamma_\infty + 1}{4} + \sqrt{\frac{1}{(M_\infty \delta)^2} + \left(\frac{\gamma + 1}{4}\right)^2}$$

### 3. Struttura dell'onda d'urto retta in gas dissociantesi.

Nelle condizioni indicate nel n° precedente, in cui le varie grandezze sono funzioni soltanto di  $\eta = y^* - V^*x^*$ , la (4') dà

$$\frac{d}{d\eta} [\rho^*(v^* - V^*)] = 0$$

e pertanto, posto  $w^* = v^* - V^*$ :

$$(19) \rho^* w^* = \text{cost.} = m^*$$

Analogamente dalla (6') si ottiene

$$\rho^*(v^* - V^*) \frac{d}{d\eta} (v^* - V^*) + \frac{dp^*}{d\eta} = 0$$

da cui

$$\frac{d}{d\eta} [p^* + \rho^*(v^* - V^*)^2] = 0$$

ossia

$$(20) p^* + \rho^* w^{*2} = \text{cost.} = m^* W^{*2}$$

Dalla (11') si ha poi

$$\rho^*(v^* - V^*) \left[ \frac{d}{d\eta} \left( H^* + \frac{v^{*2}}{2} \right) - V^* \frac{d}{d\eta} (v^* - V^*) \right] = 0$$

da cui, tenendo presente che

$$\frac{d}{d\eta} \frac{(v^* - V^*)^2}{2} = \frac{d}{d\eta} \frac{v^{*2}}{2} - V^* \frac{d}{d\eta} (v^* - V^*)$$

si ha

$$\frac{d}{d\eta} \left[ H^* + \frac{1}{2} (v^* - V^*)^2 \right] = 0$$

ossia

$$(21) H^* + \frac{1}{2} w^{*2} = \text{cost.} = \frac{1}{2} w_{lim}^{*2}$$

Infine la (8') dà

$$(22) \frac{dc}{d\eta} + \frac{\epsilon f}{\delta D} \frac{1}{\tau^* w^*} = 0$$

Aggiungiamo ancora l'equazione di stato, che, nell'ipotesi fatta  $c = 0$  per la corrente indisturbata, può essere scritta nella forma

$$(23) p^* = \rho^* T^* (1 + c)$$

posto

$$(24) T^* = \frac{T}{T_\infty} \frac{1}{\gamma_\infty M_\infty^2 \delta^2};$$

e scriviamo l'espressione che dà l'entalpia del gas dissociato:

$$H = C_p(c, T) + c \mathcal{D}$$

se  $C_p$  è il calore specifico a pressione costante, funzione nota della temperatura e della concentrazione, e  $\mathcal{D}$  l'energia di dissociazione per unità di massa. Precisamente è

$$C_p = \frac{R}{M} \left[ \frac{7}{2} + \frac{3}{2} c + (1 - c) \frac{\theta_v}{T} \frac{1}{e^{\theta_v/T} - 1} \right]$$

se  $R$  è la costante universale dei gas,  $M$  la massa molare e  $\theta_v$  la temperatura caratteristica di vi-

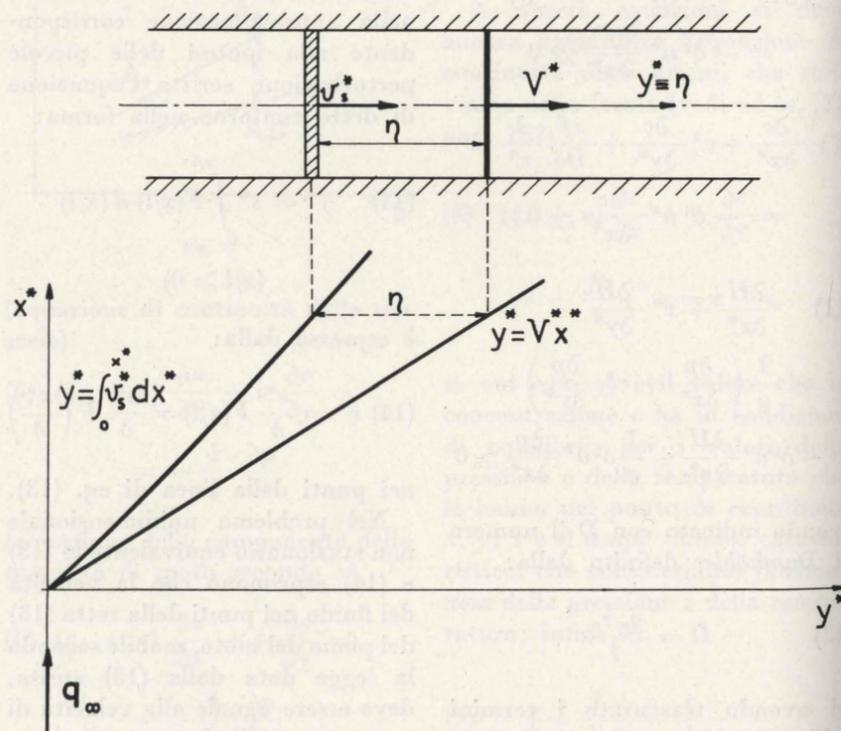


Fig. 2.

brazione; per il gas ideale di Lighthill è più semplicemente

$$C_p = (4 + c) \frac{R}{M}$$

Si ha di conseguenza

$$H^* = \frac{C_p T}{\delta^2 q_\infty^2} + c \frac{\mathcal{D}}{\delta^2 q_\infty^2} = \frac{\gamma_\infty - 1}{\gamma_\infty} C_p^* T^* + c \mathcal{D}^*$$

posto

$$(25) C_p^* = \frac{C_p}{C_{p\infty}}; \quad \mathcal{D}^* = \frac{\mathcal{D}}{\delta^2 q_\infty^2}$$

così che, ad es., per il gas ideale di Lighthill è semplicemente

$$C_p^* = 1 + \frac{c}{4}$$

Dalle equazioni (23), (21), (20) e (19) deduciamo

$$(26) T^* = \frac{w^* W^* - w^{*2}}{1 + c} = \frac{\gamma_\infty}{\gamma_\infty - 1} \frac{w_l^{*2} - w^{*2} - 2c \mathcal{D}^*}{2C_p^*}$$

da cui, posto

$$\Gamma = \frac{\gamma_\infty}{2(\gamma_\infty - 1)}$$

risulta

$$[C_p^* - \Gamma(1 + c)] w^{*2} - C_p^* W^* w^* + (1 + c) \Gamma (w_l^{*2} - 2 \mathcal{D}^*) = 0$$

ossia

$$(27) w^* = \frac{\frac{1}{2} C_p^* W^* + \sqrt{\frac{1}{4} C_p^{*2} W^{*2} - [C_p^* - \Gamma(1 + c)](1 + c) \Gamma (w_l^{*2} - 2 \mathcal{D}^*)}}{C_p^* - \Gamma(1 + c)}$$

Per il gas ideale di Lighthill il secondo membro della (27) è funzione soltanto di  $c$ , e pertanto la (27) permette di tracciare il diagramma che dà  $w^*$  in funzione di  $c$ , dopo di che possono essere pure tracciati i diagrammi  $(T^*; c)$  in grazia della (26) [od anche  $(H^*; c)$  colla (21)] e  $(\rho^*; c)$  colla (19);  $(p^*; c)$  per mezzo della (23) [oppure della (20)].

La conoscenza di questi diagrammi permette subito di integrare « passo per passo » la (22), e quindi di ottenere la  $c(\eta)$ . Possiamo perciò anche tracciare il diagramma

$$(28) \eta = \varphi(w^*)$$

D'altra parte, se con  $\eta_s$  si indica il valore della coordinata  $\eta$  corrispondente allo stantuffo, è

$$\frac{d\eta_s}{dx^*} = v_s^* - V^* = w_s^*$$

e pertanto

$$dx^* = \frac{d\eta_s}{w_s^*} = \frac{d\varphi}{dw_s^*} \frac{dw_s^*}{w_s^*}$$

da cui

$$(29) x^* = \int_{(w_s^*)_0}^{w_s^*} \frac{d\varphi}{dw_s^*} \frac{dw_s^*}{w_s^*}$$

essendo  $(w_s^*)_0$  ricavabile dalla (18). Le (28) e (29) danno le equazioni parametriche della « traiettoria » dello stantuffo nel piano  $(\eta, x^*)$  e pertanto, per il principio di equivalenza, definiscono il contorno dell'ostacolo corrispondente al fronte d'urto rettilineo considerato (fig. 2).

Per il gas reale, per il quale  $C_p^*$  è funzione anche di  $T^*$ , per la soluzione del problema è conveniente associare all'equazione differenziale (22) per la  $c$  una analoga equazione per la  $w^*$ . Dalla

$$\frac{dH^*}{d\eta} = \left( \frac{\partial H^*}{\partial p^*} \right)_{\rho^*, c} \frac{dp^*}{d\eta} + \left( \frac{\partial H^*}{\partial \rho^*} \right)_{p^*, c} \frac{d\rho^*}{d\eta} + \left( \frac{\partial H^*}{\partial c} \right)_{\rho^*, p^*} \frac{dc}{d\eta}$$

$$\frac{dH^*}{d\eta} = \left( \frac{\partial H^*}{\partial p^*} \right)_{\rho^*, c} \frac{dp^*}{d\eta} + \left( \frac{\partial H^*}{\partial \rho^*} \right)_{p^*, c} \frac{d\rho^*}{d\eta} + \left( \frac{\partial H^*}{\partial c} \right)_{\rho^*, p^*} \frac{dc}{d\eta}$$

dove la  $\left( \frac{\partial H^*}{\partial p^*} \right)_{\rho^*, c}$  è la derivata di  $H^*$  rispetto a  $p^*$ , per  $\rho^*$  e  $c$  costanti, mentre analoghi significati hanno le altre derivate, essendo

$$\frac{dp^*}{d\eta} = \rho^* \frac{dH^*}{d\eta};$$

$$\frac{d\rho^*}{d\eta} = -\frac{\rho^*}{w^*} \frac{dw^*}{d\eta};$$

$$\frac{dH^*}{d\eta} = -\frac{d}{d\eta} \left( \frac{1}{2} w^{*2} \right)$$

si ottiene

$$(30) \frac{1 - \rho^* \left( \frac{\partial H^*}{\partial p^*} \right)_{\rho^*, c} w^* \frac{d}{d\eta} \left( \frac{1}{2} w^{*2} \right) - \rho^* \left( \frac{\partial H^*}{\partial \rho^*} \right)_{p^*, c} w^* \frac{d}{d\eta} \left( \frac{1}{2} w^{*2} \right) -$$

$$-\frac{dw^*}{d\eta} + \left( \frac{\partial H^*}{\partial c} \right)_{\rho^*, p^*} \frac{dc}{d\eta} = 0$$

Ora, si può riconoscere che è

$$-\frac{\rho^* \left( \frac{\partial H^*}{\partial \rho^*} \right)_{p^*, c} \frac{dw^*}{d\eta} + \rho^* \left( \frac{\partial H^*}{\partial p^*} \right)_{\rho^*, c} \frac{dw^*}{d\eta} = \frac{a_f^2}{\delta^2 q_\infty^2} = a_f^{*2}$$

se  $a_f^2$  è il quadrato della velocità del suono congelata; indicando poi con  $\lambda$  il parametro

$$\lambda = -\frac{\left( \frac{\partial H^*}{\partial c} \right)_{\rho^*, p^*}}{\rho^* \left( \frac{\partial H^*}{\partial \rho^*} \right)_{p^*, c}}$$

dalla (30) si ricava

$$(31) \left( \frac{w^{*2}}{a_f^{*2}} - 1 \right) \frac{dw^*}{d\eta} - \lambda w^* \frac{dc}{d\eta} = 0$$

Tenendo presente la (22) la (31) dà

$$(32) \frac{dw^*}{d\eta} = -\frac{\lambda}{\frac{w^{*2}}{a_f^{*2}} - 1} \frac{\epsilon f}{\delta D \tau^*}$$

La soluzione del problema si ottiene ora in modo analogo a quello già prima indicato, integrando « passo per passo » il sistema delle due equazioni (22) e (32).

Carlo Ferrari

Ordinario di Meccanica Applicata alle Macchine Politecnico di Torino

### BIBLIOGRAFIA

- W. D. HAYES, *On hypersonic similitude*, Quarterly of applied mathematics, vol 5, n° 1 (1947).
- W. H. DORRANCE, *Viscous hypersonic flow*, McGraw-Hill, New York, London.
- R. COURANT, K. O. FRIEDRICHS, *Supersonic flow and shock waves*, Interscience Publishers.

Vedi anche:

- A. CAPETTI, *Fenomeni dovuti all'inerzia nella alimentazione dei motori aeronautici*, Annali della R. Scuola di Ingegneria di Padova, 1927 (n° 1).
- A. CAPETTI, *Contributo allo studio del flusso nei cilindri dei motori veloci*, Ingegneria, 1° agosto 1923, n° 8.

## Consumo specifico ideale minimo ed effettivo dei velivoli VTOL e degli elicotteri in hovering

I sistemi operatori e di potenza dei velivoli VTOL finora realizzati od in studio hanno assunto le forme più svariate. La scelta del sistema più adatto dipende evidentemente dalle missioni che il velivolo deve effettuare, ed è influenzata da numerosi fattori. Tra questi assume particolare importanza il consumo specifico di combustibile del sistema motore ed il rendimento del sistema operatore, in relazione soprattutto alla durata delle fasi di hovering ed al numero dei decolli e degli atterramenti richiesti in VTOL per ogni missione. GIUSEPPE GABRIELLI, dopo aver illustrato gli schizzi più importanti dei sistemi operatori e di potenza finora realizzati, esprime, in funzione del carico superficiale del sistema operatore ed in base alla potenza specifica minima teorica da questo richiesta in hovering, il consumo orario minimo ideale basato sull'energia chimica del combustibile e riferito alla spinta. In un diagramma sono riportati l'espressione del consumo ideale minimo  $q_i$  basato sull'« energia chimica » del combustibile (con un potere calorifico  $p_c=10.000$  Cal/kg), il consumo specifico convenzionale  $q_c$  basato su un rendimento globale del sistema motore-operatore di  $1/3$ , ed i valori effettivi del consumo orario  $q_e$ , riferito al peso totale di diversi velivoli VTOL ed elicotteri, sempre in funzione del carico superficiale del sistema operatore. Dal diagramma risulta la posizione (relativa al valore teorico minimo ideale del consumo orario specifico) per i singoli velivoli considerati, ed il rendimento del processo di trasformazione, dall'energia chimica del combustibile in energia meccanica utile, del sistema operatore attraverso i rapporti  $f_i$  ed  $f_c$ , definiti come fattori di bontà ideale e convenzionale, rispettivamente. Si può constatare che per i velivoli VTOL i valori del consumo orario specifico effettivo  $q_e$  passano in pratica da  $0,140$  a  $1,200$  kg/kg in funzione del carico sul sistema operatore variante tra  $180$  e  $11.000$  kg/m<sup>2</sup>, ed il fattore di bontà convenzionale del sistema motore-operatore ( $p_c=10.000$  Cal/kg) da  $0,275$  a  $0,565$ . Nel diagramma sono riportati anche i valori di  $q_e$  relativi ad alcuni elicotteri a trasmissione meccanica, a trasmissione pneumatica, a getto freddo ed a getto caldo. Risulta che per questi aerogiri i valori del consumo specifico effettivo sono fortemente influenzati dal sistema di trasmissione della potenza ed i fattori di bontà dei tre tipi di elicotteri differiscono fortemente. Risulta chiaro che il giudizio sulla scelta definitiva di un sistema qualsiasi è condizionato evidentemente anche dal peso del sistema motore e del sistema operatore, in unione con il consumo specifico e con la durata di funzionamento in hovering. Per completare il panorama indispensabile per una scelta, occorre quindi ricercare elementi sul peso di detti sistemi.

Il rapido recente sviluppo di sistemi capaci di creare forze sostenatrici a velocità zero od in transizione, per conferire ai velivoli la capacità VTOL, ha prodotto una grande varietà di realizzazioni.

Malgrado ciò, non si può dire che siano chiaramente delineati gli indirizzi più confacenti alle varie e complesse esigenze dell'impiego.

Infatti, sebbene le configurazioni finora realizzate siano già numerose, sono in corso di sviluppo nuove forme per affrontare e

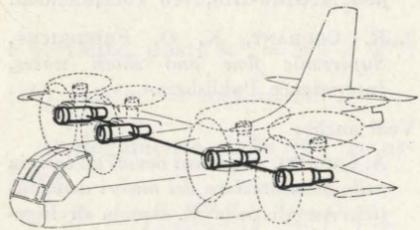


Fig. 1 - Convertibile Vought-Hiller-Ryan - XC 142A. Ala basculante con 4 eliche interconnesse con 4 motori a turbina (T-64-6).

risolvere, con il migliore compromesso, i problemi del consumo, dell'ingombro, del peso, del costo, della manutenzione, della sicurezza, della manovrabilità, ecc.

Debbono essere inoltre considerati più a fondo molti altri problemi, come i fenomeni di erosione del terreno per effetto dei getti, la ricircolazione dei gas caldi, le correnti esterne indotte, ecc.

Sarebbe difficile descrivere le forme realizzate e quelle che stanno per concretarsi come frutto non solo di nuove concezioni, ma soprattutto di adattamento ai grandi progressi nella tecnologia dei motori a getto.

Sembra infatti che si possano ridurre i pesi e le dimensioni dei motori di sustentazione, per portarli a dei valori che rendono questi parametri d'importanza secondaria nella concezione di un apparecchio VTOL a sustentazione a getto.

Così ad esempio, mentre i mo-

tori di lift attuali posseggono un rapporto spinta/peso di  $16:1$  isolati e  $10:1$  installati, i tecnici motoristi affermano che nei prossimi anni tali rapporti si eleveranno rispettivamente a  $24:1$  e  $15:1$ , mentre il volume si ridurrà ad un terzo di quello attuale.

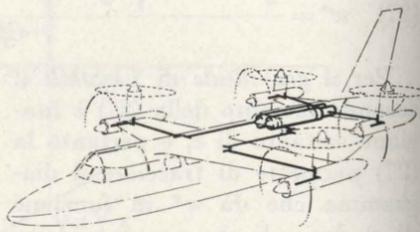


Fig. 2 - Convertibile Curtiss Wright - X 19. 2 motori Lycoming T 55 - L - 7 - Potenza al decollo 2650 cv (1325 x 2). 4 eliche libere basculanti C.W. idromeccaniche, tripale,  $\varnothing=3,30$  di plastica in fiberglass rinforzato; giri: decollo 1203 - Crociera 955. Superf. alare totale m<sup>2</sup> 24,5 (ant. 8,9 m<sup>2</sup> - post. 15,6 m<sup>2</sup>). Q (in VTOL) 6180 kg - carico pagante 453 kg raggio d'azione 830 km  $\frac{Q}{S}=250$  kg/m<sup>2</sup> Q (in conv.) 6650 kg - carico pagante 453 kg raggio d'azione 1200 km  $\frac{Q}{S}=270$  kg/m<sup>2</sup> V<sub>max</sub>=740 km/h. Comando in VTOL - Con variazione differenziale del calettamento pale longitudinale: eliche ant. e post. rollio: eliche destre e sinistre imbardata: eliche opposte diagonalmente. Comando in volo normale - con alettoni, equilibratore e timone.

Ciò condurrà evidentemente ad un grande miglioramento nella configurazione e nelle prestazioni dei velivoli VTOL e STOL, sia per il minor peso che per la mi-

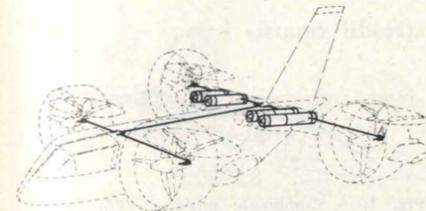


Fig. 3 - Convertibile Bell Aerosystems X 22A. 4 motori GE YT-58-80 - Potenza al decollo 1250 x 4 = cv 5000. 4 eliche intubate basculanti azionate con alberi e riduttori interconnessi. Interconnessione delle eliche e turbine. Velocità massima=520 km/h - Velocità crociera 480 km/h Eliche  $\varnothing=2,13$  (tripale) giri eliche 2600. Q decollo verticale con 4 turbine: 8000 kg - Q con 1 turbina ferna: 7250 kg. Q vuoto 4760 kg. Pilotaggio - mediante « elevon » dietro a ciascuna elica. S anteriore m<sup>2</sup> 12,9 - S posteriore m<sup>2</sup> 26,56.

nore area frontale richiesta per l'installazione dei lift.

Secondo la Rolls-Royce, sarà inoltre possibile in un prossimo futuro realizzare delle ventole portanti, costituite da un disco portante integrato che contiene nel centro della ventola la turbina generatrice.

Ciò sarà possibile con la riduzione delle dimensioni dei getti di portanza e con l'adozione di ventole con velocità indotta molto bassa (ventole aventi un rapporto di by-pass dell'ordine di  $10:1$ ).

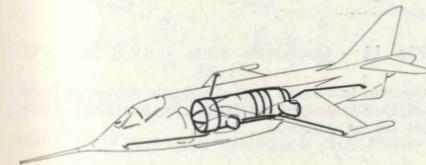


Fig. 4 - Convertibile Hawker P 1127. Motore BS 93 con spinta anche vettorialmente variabile, 4 ugelli di cui 2 con getto freddo e 2 con getto caldo.

Questi nuovi sviluppi segnano un passo fondamentale verso la riduzione delle penalità nel carico pagante e nell'autonomia, che sono congenite nei velivoli VTOL a paragone dei velivoli convenzionali.

Riteniamo, perciò, di poter affermare che gli studi e gli esperimenti in corso condurranno nei prossimi anni alla realizzazione di sistemi di sustentazione e di potenza che potranno essere considerati in molti casi come degli accessori dei velivoli convenzionali, i quali dovranno essere opportunamente predisposti per riceverli.

\*\*\*

È noto <sup>(1)</sup> che i velivoli VTOL possono disporre, per la sustentazione in transizione e per la propulsione in volo normale, di uno stesso sistema operatore, che assolve alla sustentazione in volo stazionario ed alla propulsione con opportuni adattamenti (veli-

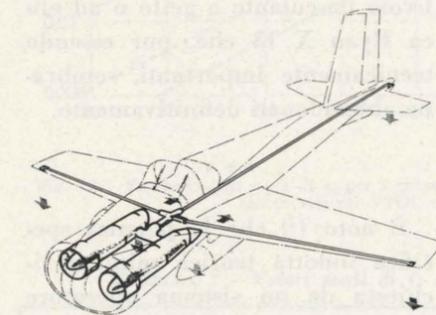


Fig. 5 - Convertibile Bell - X 14. Due motori a getto con deviatore dei getti.

voli di tipo convertibile), oppure di due sistemi operatori distinti ed indipendenti destinati rispettivamente, uno alla sustentazione e l'altro alla propulsione (velivoli di tipo combinato).

Nei velivoli convertibili, il sistema di potenza può essere unico oppure costituito da due sistemi indipendenti.

Per contro, nei combinati, i sistemi di potenza sono sempre due, indipendenti l'uno dall'altro.

Ora è essenziale conoscere, per la valutazione e la scelta del si-

<sup>(1)</sup> Vedi G. GABRIELLI, *Considerazioni sui velivoli a decollo ed atterramento verticale e corto*, Accademia delle Scienze di Torino, vol. 99 (1964-65).

stema più conveniente nei singoli casi, la potenza specifica richiesta in hovering ed il consumo orario in peso di combustibile per ogni chilogrammo di spinta.

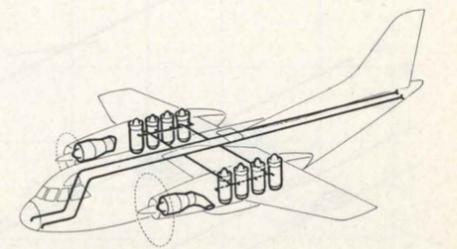


Fig. 6 - Combinato - Fiat G 222. Due turboeliche fisse sull'ala ed otto motori a getto nelle gondole alari.

Infatti, tra i parametri che entrano in considerazione per la valutazione del sistema, quest'ultimo è tra i più influenti.

Ed è su questo punto che intendiamo soffermarci.

\*\*\*

I sistemi di sustentazione in transizione nei VTOL possono essere:

- eliche libere o intubate;
- ventole intubate oppure annegate nelle strutture (ad esempio ventole alari);
- ugelli per getti di sustentazione;
- dispositivi di getti con effetto di ciettore;

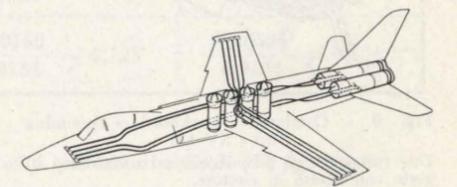


Fig. 7 - Combinato Fiat G 95/4. Due turbogetti di propulsione e quattro jet lift.

- deviatori di getti, ecc.

I sistemi di potenza possono essere motori volumetrici o a turbina e turbogetti.

Nelle figure 1 ÷ 11 sono rappresentati schematicamente i sistemi di propulsione e di sustentazione di undici velivoli VTOL, di

cui i primi cinque di tipo convertibile e gli altri di tipo combinato.

Fra i convertibili si hanno i seguenti esempi: quattro turboeliche su ala basculante (fig. 1);

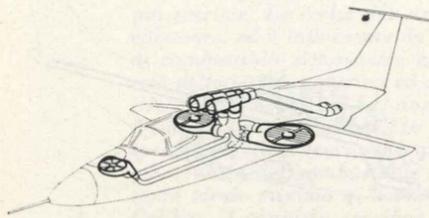


Fig. 8 - Combinato Ryan XV-5A.

2 turbogetti GEJ85 di propulsione e tre ventole intubate. Deviando il getto dei reattori si azionano le ventole carenate situate nelle ali e nella prua dell'apparecchio. L'inclinazione delle alette delle ventole dà un controllo positivo della velocità. L'aereo può atterrare o decollare a velocità da 0 a 95 nodi con la ventola. La velocità massima con la ventola è assai superiore alla velocità di stallo col getto normale.

due motori a turbina fissi e quattro eliche libere basculanti (fig. 2); quattro motori a turbina fissi e quattro eliche intubate basculanti (fig. 3); un turbogetto con quattro ugelli rotanti (fig. 4); due motori a getto con deviatore dei getti (fig. 5).

Fra i combinati si hanno i seguenti tipi di sistemi motore-ope-

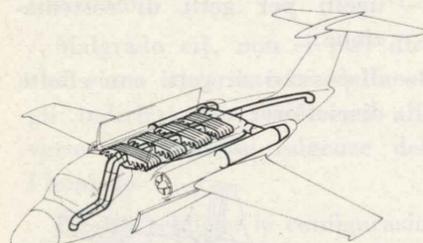


Fig. 9 - Combinato Lockheed « Humming Bird » XV-4A.

Due turbogetti di propulsione ed un sistema di getto con effetto di eiettore.

ratore: due turboeliche fisse sull'ala ed otto motori a getto nelle gondole alari (fig. 6); due turbogetti di propulsione e quattro jet lift (fig. 7); due getti di propulsione e tre ventole intubate, di cui due alari ed una a prua (fig. 8); due turbogetti di propulsione ed un sistema di getto con effetto di eiettore (fig. 9); un turbo-

getto con quattro getti orientabili e due jet lift (fig. 10); quattro turbogetti basculanti alle estremità delle ali per la propulsione e la sustentazione e due jet lift in fusoliera (fig. 11).

Questi due ultimi velivoli appartengono, secondo la classificazione da noi proposta, alla categoria dei combinati misti, in quanto i motori di propulsione sono utilizzati anche per la sustentazione, rotando opportunamente gli ugelli oppure gli stessi motori.

In questi undici schemi abbiamo riassunto i più differenti sistemi che sono oggi in studio od in esperimento.

Abbiamo tralasciato alcune realizzazioni, come l'ala anulare del Coléoptère (convertibile) ed il velivolo basculante a getto o ad elica Ryan X 13 che, pur essendo tecnicamente importanti, sembrano abbandonati definitivamente.

\*\*\*

È noto (2) che la potenza specifica indotta teorica minima richiesta da un sistema operatore aerodinamico è data da

$$\frac{\Pi_{i\min}}{P} = \mathcal{C} \frac{1}{\sqrt{\delta}} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_0}} \quad (3)$$

ove  $\mathcal{C}$  è una costante numerica il cui valore è:

$$\mathcal{C} = \frac{1}{2} \text{ per i sistemi intubati}$$

con rapporto di espansione = 1;

$$\mathcal{C} = \frac{1}{\sqrt{2}} \text{ per i sistemi liberi.}$$

Il valore della potenza specifi-

(2) Vedi G. GABRIELLI, *Potenza e velocità indotte nei sistemi di sustentazione a punto fisso per i velivoli VTOL e nelle ali diritte in velocità orizzontale uniforme*, Atti dell'Accademia delle Scienze di Torino, Vol. 99 (1964-65).

(3) Ove:

$\sigma$  carico superficiale del sistema operatore  
 $\rho_0$  densità dell'aria a quota zero  
 $\delta$  densità relativa dell'aria.

ca effettiva si può esprimere con:

$$\frac{\Pi}{P} = \frac{1}{\eta_0} \frac{\Pi_{i\min}}{P} = \mathcal{C} \frac{1}{\eta_0} \frac{1}{\sqrt{\delta}} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_0}}$$

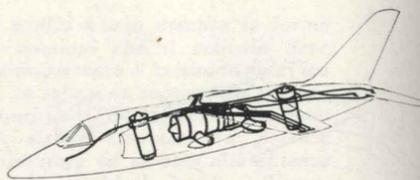


Fig. 10 - Combinato misto - VFW-EWR - Fiat - VAK 191.

Un turbogetto con quattro getti orientabili e due jet lift.

ove  $\eta_0$  è il rendimento del sistema operatore.

Indicando con  $p_c$  [Cal/kg] il potere calorifico del combustibile e con  $\eta_m$  il rendimento del sistema motore riferito alla « potenza chimica del combustibile » (4), si ha l'espressione del consumo specifico orario  $q_e$  in kg/kgh

$$q_e p_c \eta_m 427 = \mathcal{C} \frac{1}{\eta_0} \frac{1}{\sqrt{\delta}} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_0}} 3600$$

da cui

$$q = \mathcal{C} \frac{1}{\eta_m \eta_0} \frac{1}{\sqrt{\delta}} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_0}} \frac{3600}{427 p_c} = \mathcal{C} \frac{1}{\eta_g} \frac{1}{\sqrt{\delta}} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_0}} \frac{3600}{427 p_c}$$

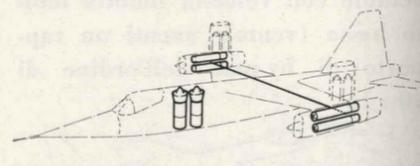


Fig. 11 - Combinato misto - EWR SUD-VJ 101 XI.

Quattro turbogetti basculanti alle estremità delle ali, per la propulsione e la sustentazione, e due jet lift in fusoliera.

ove si è posto  $\eta_g = \eta_m \eta_0$  il rendimento globale del sistema motore-operatore.

Per

$$p_c = 10\,000 \frac{\text{Cal}}{\text{kg}}, \quad \eta_g = 1,$$

$$\delta = 1, \quad \rho_0 = 0,125 \frac{\text{kgm}^3}{\text{s}^2}$$

(4) Per potenza chimica od energia chimica di un combustibile intendiamo la potenza o l'energia ricavabile in base al potere calorifico  $p_c$  del combustibile.

si ha il consumo specifico ideale a quota zero

$$q_i = 0,00237 \mathcal{C} \sqrt{\sigma} \quad (\sigma \text{ in kg/m}^2)$$

$$\mathcal{C} = \frac{1}{2} \text{ (per i sistemi intubati)}$$

$$\mathcal{C} = \frac{1}{\sqrt{2}} \text{ (per i sistemi liberi).}$$

In generale, il consumo specifico effettivo  $q_e$  è dato da

$$q_e = \frac{0,00118}{\eta_g} \sqrt{\sigma}$$

$$q_e = \frac{0,00168}{\eta_g} \sqrt{\sigma}$$

Il consumo specifico convenzionale  $q_c$  per  $\eta_g = \frac{1}{3}$  sarà:

$$q_c = 0,00354 \sqrt{\sigma}$$

$$q_c = 0,00504 \sqrt{\sigma}$$

In generale si può scrivere:

$$q = k \sqrt{\sigma}$$

ove  $k$  è un coefficiente (non adimensionale) che tiene conto del rendimento globale del sistema motore-operatore riferito all'energia chimica del combustibile, della quota e della configurazione del sistema (libero o intubato).

Definiamo *fattore di bontà ideale o convenzionale di un sistema motore sustentatore* il rapporto tra il consumo specifico ideale o convenzionale ed il consumo specifico effettivo e li indichiamo rispettivamente con

$$f_i = \frac{q_i}{q_e} \quad \text{e} \quad f_c = \frac{q_c}{q_e}$$

Il fattore di bontà dà una misura dell'energia chimica del combustibile che rispetto a quella ideale minima o a quella convenzionale (fissata come elemento pratico di paragone) viene utilizzata ai fini della sustentazione.

Nella fig. 12 sono portate in funzione di  $\sigma$  le espressioni di  $q_i$  e di  $q_e$ .

Ma complessivamente, la valutazione della bontà di un sistema, agli effetti del consumo spe-

cifico in hovering, come detto all'inizio, deve essere basata sui valori del consumo specifico orario effettivo  $q_e$ .

Il consumo orario effettivo di combustibile si determina in base alla potenza  $\Pi$  od alla spinta primaria  $P$  del sistema di poten-

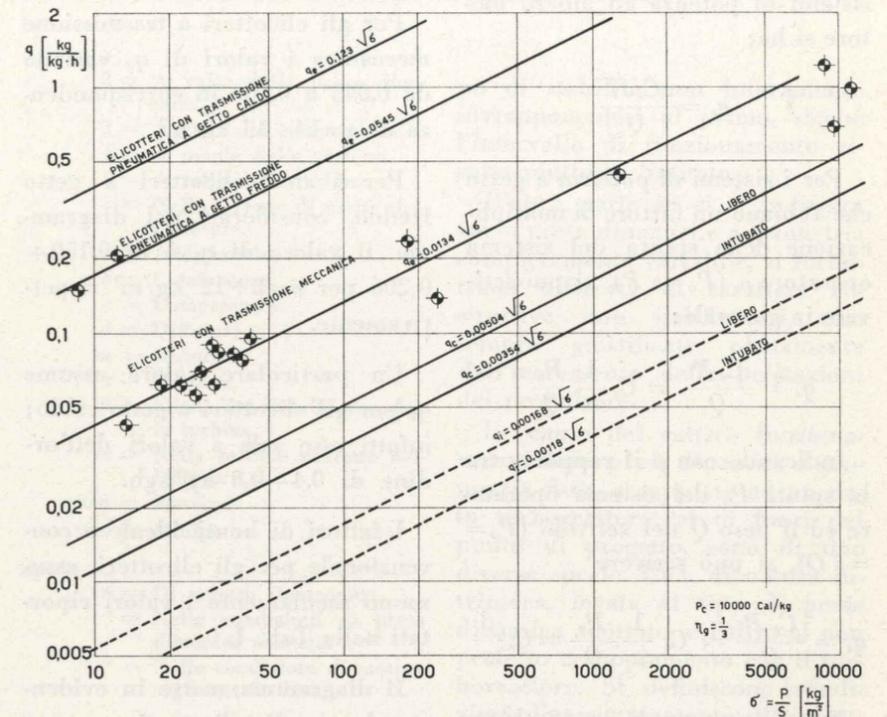


Fig. 12 - Espressioni di  $q_i$  e di  $q_e$  per i sistemi motore-operatore in hovering. Valori di  $q_e$  per alcuni velivoli VTOL ed elicotteri in hovering.

TABELLA I - Valori medi di  $f_i$  ed  $f_c$  per gli elicotteri (V. fig. 12).

Elicotteri	$f_i$ [0]	$f_c$ [0]
A getto caldo . . . . .	$\frac{0,00168}{0,123} = 0,014$	$\frac{0,00504}{0,123} = 0,041$
A getto freddo . . . . .	$\frac{0,00168}{0,0545} = 0,031$	$\frac{0,00504}{0,0545} = 0,092$
Con trasmissione meccanica . .	$\frac{0,00168}{0,0134} = 0,125$	$\frac{0,00504}{0,0134} = 0,376$

TABELLA II - Valori di  $q_i$ ,  $q_c$ ,  $q_e$ ,  $f_i$  ed  $f_c$  per alcuni velivoli (V. fig. 12).

Velivoli	$q_i$ [kg/kgh]	$q_c$ [kg/kgh]	$q_e$ [kg/kgh]	$f_i$ [0]	$f_c$ [0]
X - 19	0,023	0,068	0,230	0,093	0,295
XC - 142 A	0,026	0,079	0,140	0,188	0,565
XV - 5 A	0,042	0,126	0,430	0,097	0,293
FIAT G 95/4	0,110	0,330	1,200	0,092	0,275
P 1127	0,115	0,345	0,660	0,174	0,522
VAK 191	0,123	0,370	0,960	0,125	0,375

za, ed ai relativi consumi orari specifici  $C_s$  (riferiti rispettivamente a  $H$  ed a  $P$ ). Detti consumi vanno divisi per il peso  $Q$  effettivo del velivolo, per avere  $q_e$ . Per i sistemi di potenza ad albero motore si ha:

$$q_e = \frac{C_s H}{Q}$$

Per i sistemi di potenza a getto che abbiano un fattore di moltiplicazione della spinta del sistema operatore  $\alpha$  ( $P_o = \alpha P$ ), si può scrivere in generale:

$$q_e = \frac{C_s P}{Q} = C_s \frac{1}{\alpha} \frac{P_o}{Q}$$

Indicando con  $\beta$  il rapporto tra la spinta  $P_o$  del sistema operatore ed il peso  $Q$  del velivolo ( $P_o = \beta Q$ ), si può scrivere

$$q_e = \frac{C_s P}{Q} = C_s \frac{1}{\alpha} \frac{P_o}{Q} = C_s \frac{\beta}{\alpha}$$

Nel diagramma di fig. 12 abbiamo riportato i valori di  $q_e$  di alcuni velivoli VTOL e di alcuni elicotteri di vario tipo, ricavati da dati ed informazioni comparse nella letteratura tecnica. I dati principali sono riassunti nella Tab. I e nella Tab. II.

I valori di  $q_e$  (riferiti al peso  $Q$  dell'aerodina) riguardano 6 velivoli (due ad eliche libere, uno con ventole alari, uno con jet lift, uno con motore avente ugelli orientabili ed uno con jet lift e motore ad ugelli orientabili) e 13 elicotteri (di cui 2 con trasmissione pneumatica a getto freddo, ed 11 con trasmissione meccanica). Inoltre è segnata una retta che rappresenta l'andamento di  $q_e$  per elicotteri a getto caldo.

Per i velivoli considerati risulta dal diagramma il valore di  $q_e$ , che va da 0,14 a 1,2 kg/kggh in un campo di  $\sigma = 180 \div 11.000$  kg/m<sup>2</sup>.

I fattori di bontà ideale e convenzionale sono compresi, rispettivamente, nei limiti seguenti:  $f_i = 0,092 \div 0,188$  e  $f_c = 0,275 \div 0,565$ .

Per gli elicotteri a trasmissione meccanica i valori di  $q_e$  variano da 0,045 a 0,100 in corrispondenza di  $\sigma = 14 \div 45$  kg/m<sup>2</sup>.

Per i due elicotteri a getto freddo, considerati nel diagramma, il valore di  $q_e$  è di 0,150 ÷ 0,206 per  $\sigma = 8 \div 12$  kg/m<sup>2</sup> rispettivamente.

Un particolare valore assume  $q_e$  per gli elicotteri a getto caldo; infatti esso sale a valori dell'ordine di 0,4 ÷ 0,8 kg/kggh.

I fattori di bontà ideale e convenzionale per gli elicotteri, assumono mediamente i valori riportati nella Tab. I.

Il diagramma mette in evidenza che negli elicotteri a getto freddo, quali il Djinn ed il FIAT 7002 (sperimentale), la semplicità della trasmissione pneumatica rispetto a quella meccanica si paga con un maggiore consumo specifico orario (che può essere superiore al triplo) (fattore di bontà relativo a quello degli elicotteri con trasmissione meccanica 0,25 ~).

Gli elicotteri a getto caldo hanno un consumo estremamente elevato: dell'ordine di 0,5 ÷ 1 kg/kggh con fattore di bontà convenzionale molto basso (~0,05) (fattore di bontà relativo a quello degli elicotteri con trasmissione meccanica 0,1 ~). Comunque gli esempi ed i dati in questo speciale campo sono scarsi ed incerti, ma si può affermare che questa speciale configurazione del sistema di potenza e di sostentamento va applicata a casi specialissimi.

Il fattore di bontà degli elicotteri a trasmissione meccanica è dello stesso ordine di grandezza di quello dei velivoli VTOL.

In questi ultimi emerge il fatto che la scelta del sistema è connessa più che con il valore del fattore di bontà, con il valore effettivo di  $q_e$ . Questo infatti è determinante in funzione della missione a cui il velivolo è destinato.

Ma i valori dei fattori di bontà, come noi li abbiamo definiti, sono di basilare importanza per valutare lo stato di avanzamento delle attuali realizzazioni ed i margini di guadagno che sono possibili e che vanno analizzati e studiati come indici del progresso della tecnologia e del progetto.

Le considerazioni precedenti sono utili per condurre un'analisi critica dei vari sistemi e permettono di concludere che grandi progressi sono possibili nel campo dei sistemi VTOL.

L'avvenire condurrà certamente ad una riduzione notevole nel valore di  $q_e$  specie per i velivoli VTOL.

Secondo qualche Autore sarà possibile un grande progresso mediante una integrazione completa dei sistemi motore e sostentamento consistente nel ripartire i gas di scarico dei motori sull'ala.

È prematuro fare delle previsioni, ma è certo che molte vie e molte soluzioni si schiuderanno nei prossimi anni e c'è da aspettarsi notevoli progressi in questo importante settore della tecnologia aeronautica.

Giuseppe Gabrielli

Ordinario di Progetto di Aeromobili  
Scuola di Ingegneria Aerospaziale  
del Politecnico di Torino

## Sull'accoppiamento tra presa dinamica e turboreattore

LEONELLO VERDUZIO esamina gli effetti che una presa dinamica a geometria fissa ha sulle prestazioni di un turboreattore; propone alcuni metodi per eliminare la resistenza addizionale.

### ELENCO DEI SIMBOLI:

$a$	= Velocità del suono.
$c_{pi}$	= Calore specifico medio a pressione costante compreso tra la stazione i-1 e la stazione i.
$c_v$	= Calore specifico a volume costante.
$h$	= Simbolo usato per indicare delle costanti.
$m$	= Esponente della politropica.
$\dot{m}$	= Portata.
$p$	= Pressione.
$q$	= Pressione dinamica $1/2 \rho u^2$ .
$q_{bs}$	= Consumo specifico riferito alla spinta.
$u$	= Velocità relativa al velivolo.
$K$	= $c_p/c_v$ .
$w$	= Velocità di uscita dei gas dall'effusore.
$z$	= Quota.
$A$	= Sezione normale al tubo di flusso.
$H_i$	= Potere calorifico inferiore del combustibile.
$L$	= Lavoro.
$M_a$	= Numero di Mach: $u/a$ .
$R$	= Costante dei gas.
$\mathcal{R}$	= Resistenza.
$S$	= Spinta.
$T$	= Temperatura.
$\alpha$	= Rapporto tra le portate ponderali di aria e di combustibile.
$\beta$	= Rapporto delle pressioni.
$\varepsilon$	= Rapporto delle pressioni di arresto isoentropico.
$\varepsilon'_d$	= Ricupero di pressione del diffusore nel campo supersonico.
$\varepsilon'_{d'}$	= Ricupero di pressione del diffusore nel campo subsonico.
$\eta$	= Rendimento.
$\eta_y$	= Rendimento idraulico.
$\eta_m$	= Rendimento meccanico.
$\eta_\pi$	= Rendimento pneumatico.
$\theta_i$	= Angolo che stabilisce la posizione della punta emergente rispetto al contorno della presa (fig. 12).
$\theta_w$	= Angolo dell'urto obliquo (fig. 12).
$\varphi_d$	= $A_o/A_i$ .
$\rho$	= Densità.
$\Sigma$	= $S/S'$ .

### Podici:

$o$	= All'infinito a monte.
$1$	= Nella sezione di ingresso della presa dinamica.

$2$	= A valle della presa dinamica.
$3$	= A valle del compressore.
$4$	= A monte della turbina.
$5$	= A valle della turbina.
$e$	= Nella sezione di uscita dell'effusore.
$a$	= Aggiuntiva.
$b$	= Combustore.
$c$	= Compressore.
$d$	= Diffusore.
$m$	= Motore.
$t$	= Turbina.
$ft$	= Finale del distributore della turbina.
$re$	= Nella sezione ristretta dell'effusore.
max	= Massimo.
min	= Minimo.

### Apici:

$o$	= Di arresto isoentropico.
'	= Nelle condizioni di presa dinamica adattata.
*	= Nelle condizioni di motore a geometria fissa.

1. — L'influenza della presa dinamica sulle prestazioni di un turboreattore, allo stato attuale del progresso aeronautico, è molto grande. Infatti gli elevati numeri di Mach di volo che vengono attualmente raggiunti permettono, se la presa dinamica è ben progettata, sensibili risparmi sul lavoro richiesto al compressore e, per numeri di Mach sufficientemente elevati, addirittura l'eliminazione del compressore stesso (autoreattore).

Negli ultimi venti anni perciò, il problema dei diffusori è stato studiato a fondo con la speranza di pervenire ad un tipo di presa che fornisca un alto rendimento ed una sufficientemente elevata stabilità in tutto il campo di funzionamento e, in più, sia di costruzione relativamente semplice.

La semplicità di costruzione e la sicurezza di funzionamento hanno indirizzato i ricercatori verso diffusori a geometria fissa. Si è trovato però che, per tutti i tipi proposti, ciò porta come conseguenza un campo di funzionamento ad alto rendimento molto ristretto, e in alcuni casi, un cam-

po di stabilità non interamente sovrappoentesi al primo, sicché l'intervallo di funzionamento risulta piuttosto limitato.

D'altra parte se ci si indirizza verso prese dinamiche a geometria completamente variabile, si incontrano difficoltà di carattere costruttivo non indifferenti, non sempre giustificate pienamente dall'incremento delle prestazioni del propulsore.

Le cause del cattivo funzionamento della presa dinamica a geometria fissa, accoppiata ad un dato turboreattore, al di fuori del punto di progetto, sono di due diverse specie. Una, di natura intrinseca, legata al tipo di presa dinamica adottata, e l'altra al non perfetto accoppiamento con il turboreattore. Si definiscono condizioni di accoppiamento di progetto il numero di Mach di volo e la quota per cui la richiesta di portata d'aria del turboreattore è pari alla massima portata che può fluire attraverso alla presa dinamica senza che si abbia diminuzione del ricupero di pressione della presa stessa. Queste condizioni di funzionamento, se si considera il motore funzionante sempre alla stessa velocità di rotazione e con la medesima temperatura di ammissione in turbina, e non si usano accorgimenti speciali (in particolare variazioni di qualche sezione di efflusso del motore) si possono verificare al massimo per due numeri di Mach di volo dell'intero campo di funzionamento del propulsore. In condizioni diverse, la richiesta di portata d'aria da parte del turboreattore è diversa da quella che attraverserebbe la presa con il miglior ricupero di pressione e senza provocare l'insorgere di resistenze aggiuntive. Questo fatto fa sì che la spinta fornita dal propulsore sia inferiore a quella che si otterrebbe se l'accoppiamento fosse ottimo. Non è pertanto possibile calcolare le prestazioni di

un turboreattore, al variare dei parametri esterni: numero di Mach di volo e quota, stabilendo a priori l'efficienza del diffusore. Perciò le case costruttrici di turboreattori, vista l'impossibilità di

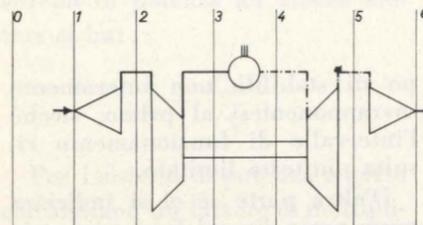


Fig. 1 - Schema del gruppo propulsore.

prevedere le dimensioni e il tipo di diffusore che verrà adottato su ogni velivolo, e per rendere paragonabili le prestazioni di turboreattori diversi, si sono accordate per assumere per la presa dinamica, nella presentazione delle prestazioni dei motori da loro costruiti, un ricupero di pressione convenzionale detto « Industrial Standard » dato dalla formula:

$$P_2^o/P_0^o = 1 - 0,1 (M_{ao} - 1)^{1,5}$$

Le prestazioni così calcolate sono puramente convenzionali e non hanno altro pregio se non quello di dare indicazioni di larga massima sulle possibilità del propulsore in esame, e di presentare delle prestazioni paragonabili l'una all'altra.

Scopo di questo studio è mostrare, in termini di spinta, le perdite dovute all'adozione di un diffusore a geometria fissa e indicare alcuni mezzi che attenuano tali perdite.

Lo studio è stato effettuato al variare del numero di Mach di

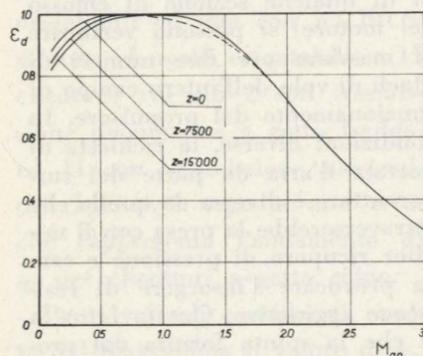


Fig. 2 - Ricupero di pressione di un diffusore tipo Pitot a geometria fissa nell'accoppiamento con il turboreattore in esame. La linea a tratti si riferisce a presa dinamica a geometria variabile.

volò e della quota con particolare riguardo all'efficienza dell'accoppiamento, avendo definito come tale il rapporto tra la spinta netta ottenuta con la presa dinamica considerata e la spinta che, a quel determinato numero di Mach di volo e a quella quota, darebbe un turboreattore avente una presa dinamica dello stesso tipo di quella in esame, ma appositamente progettata per funzionare in quelle condizioni.

Per consentire una generalizzazione dei risultati, si è supposto che il campo aerodinamico in cui è immersa la presa non sia disturbato dalla presenza delle altre strutture del velivolo.

Si è altresì supposto che l'angolo di incidenza tra la direzione della corrente indisturbata e l'asse della presa sia nullo.

2. — Si consideri un turboreattore a geometria fissa, senza post-combustore regolato, in tutto il suo campo di funzionamento, con temperatura di ammissione in turbina  $T_4$  (fig. 1) costante e accoppiato ad una qualsivoglia presa dinamica a geometria fissa, dimensionata in modo da fornire le sue migliori prestazioni a velocità supersonica. In queste condizioni è facile ricavare la variazione del ricupero di pressione del diffusore nell'accoppiamento con il turboreattore in esame, al variare dei parametri esterni: numero di Mach di volo  $M_{ao}$  e quota  $z$ .

Infatti il funzionamento di una presa dinamica ad un dato numero di Mach di volo può essere sintetizzato dalla variazione del suo ricupero di pressione  $\varepsilon_d$  (rapporto delle pressioni di arresto immediatamente a valle del diffusore e all'infinito a monte) in funzione del rapporto  $\dot{m}/\dot{m}^*$  tra la portata che attraversa la presa e la portata massima che in assenza di perdite potrebbe entrare in essa.

Naturalmente al variare del nu-

$$(3) \dot{m} = \frac{\alpha}{(\alpha + 1)} \frac{A_{re}}{\sqrt{R T_5}} \sqrt{K \left( \frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}} \left[ 1 - \frac{L_t}{c_{p5} T_4} \right]^{\frac{K}{\eta_{yt}(K-1)}} \eta_{\pi b} \left[ 1 + \frac{L_c}{c_{p3} T_0 \left[ 1 + \frac{K-1}{2} M_{ao}^2 \right]} \right]^{\frac{\eta_{yc} K}{(K-1)}} \cdot P_0 \varepsilon_d \left[ 1 + \frac{K-1}{2} M_{ao}^2 \right]^{\frac{K}{K-1}}$$

mero di Mach di volo e del tipo di presa dinamica varia la relazione che lega  $\varepsilon_d$  a  $\dot{m}/\dot{m}^*$ .

Per un dato tipo di diffusore si può però affermare che è:

$$(1) \dot{m}/\dot{m}^* = \Phi(\varepsilon_d, M_{ao})$$

Se, d'altra parte, consideriamo la portata che attraversa il turboreattore, nel caso in cui il rapporto di espansione della turbina sia inferiore al rapporto critico, tenendo conto che, per essere il turboreattore progettato per il volo supersonico, sarà dotato di un effusore sicuramente ipercritico, si può scrivere:

$$(2) \dot{m} = \frac{\alpha}{(\alpha + 1)} \frac{A_{re} P_5}{\sqrt{R T_5}} \sqrt{K \left( \frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}$$

Del resto è:

$$P_5 = \frac{P_5}{P_4} \frac{P_4}{P_3} \frac{P_3}{P_2} \frac{P_2^o}{P_0^o} P_0^o$$

ma (fig. 1):

$$\frac{P_5}{P_4} = \left( 1 - \frac{L_t}{c_{p5} T_4} \right)^{\frac{K}{\eta_{yt}(K-1)}}$$

$$\frac{P_4}{P_3} = \eta_{\pi b}$$

$$\frac{P_3}{P_2} = \left( 1 + \frac{L_c}{c_{p3} T_0 \left( 1 + \frac{K-1}{2} M_{ao}^2 \right)} \right)^{\frac{\eta_{yc} K}{(K-1)}}$$

$$\frac{P_2^o}{P_0^o} = \varepsilon_d$$

$$P_0^o = P_0 \left( 1 + \frac{K-1}{2} M_{ao}^2 \right)^{\frac{K}{K-1}}$$

dove si è ritenuto lecito identificare temperature e pressioni statiche all'uscita del diffusore con quelle totali:  $T_2 = T_2^o$ ;  $P_2 = P_2^o$ . Si può quindi scrivere:

Formula che, per il turboreattore di cui sopra, supponendo costanti  $\eta_{yt}$ ;  $\eta_{yc}$ ;  $\eta_{\pi b}$ ;  $\eta_b$ , può essere posta sotto la forma:

$$(4) \dot{m} = h \varepsilon_d f(M_{ao}, z)$$

dove

$$h = \frac{A_{re}}{\sqrt{R T_5}} \sqrt{K \left( \frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}} \left[ 1 - \frac{L_t}{c_{p5} T_4} \right]^{\frac{K}{\eta_{yt}(K-1)}} \cdot \eta_{\pi b}$$

Se è nota la (1), per ogni quota e per ogni numero di Mach di volo, la (4) permette di determinare il ricupero di pressione del diffusore nell'accoppiamento con il turboreattore dato. Almeno per il momento, infatti, si ipotizza che tutta l'aria che entra nella presa dinamica attraversi anche il turboreattore.

La fig. 2 riporta, in funzione del numero di Mach di volo e per varie quote, il ricupero di pressione, calcolato con il metodo sopra descritto, di un diffusore semplicemente convergente, dimensionato in modo da fornire esattamente la portata d'aria richiesta dal motore ad un numero di Mach di volo di 3,1 e ad una quota di 15.000 metri, allorché viene accoppiato ad un turboreattore regolato a  $T_4$  costante\*.

Si è anche riportato il miglior ricupero di pressione che tale presa dinamica è in grado di fornire.

Il ricupero di pressione ottimo, dal punto di vista della spinta, si ha allorché il diffusore è « adattato », e cioè quando il tubo di flusso entrante in esso, si mantiene cilindrico dall'infinito a monte alla sua bocca di ingresso, il che, con le notazioni di fig. 1, indicando con  $\varphi_d$  il rapporto  $A_o/A_1$  delle aree delle sezioni normali al tubo di flusso, corrisponde alla condizione:  $\varphi_d = 1$ .

Per provare che il miglior accoppiamento si ha allorché la presa dinamica funziona in condizioni adattate basta considerare quello che succede al di fuori da questa condizione.

(\*) I dati relativi al turboreattore sono riportati nella sezione: Assunzioni di calcolo.

Se  $\varphi_d$  è minore di uno, insorge una resistenza che Ferri e Nucchi [1] hanno chiamato addizionale. Questa resistenza, studiata da molti ricercatori [2] [3] [4] è definita da:

$$(5) \mathcal{R}_a = \int_{A_o}^{A_1} (p - p_o) dA_x$$

ed è dimostrato che insorge per tutti i tipi di diffusori supersonici allorché essi funzionano con  $\varphi_d$  minore di uno. Essa diventa molto importante quando cresce il numero di Mach di adattamento, in quanto è funzione decrescente di  $\varphi_d$  e, per un dato tipo di presa dinamica e per un dato numero di Mach di volo,  $\varphi_d$  diminuisce al crescere del numero di Mach di adattamento.

Se, d'altra parte, il diffusore funziona con  $\varphi_d$  maggiore di uno (ciò può accadere solo nel campo sub-sonico) Fradenburgh e Wyatt [4] hanno dimostrato che si hanno perdite, che possono essere molto notevoli, nel ricupero di pressione che la presa è in grado di fornire, anche prima che nella sezione minima del diffusore si raggiunga la velocità del suono.

In volo supersonico, poi,  $\varphi_d$  non può superare l'unità, e se la portata d'aria entrante nella presa dinamica non è sufficiente al fabbisogno del turboreattore, diminuisce il ricupero di pressione sino a quando la richiesta da parte del motore non eguaglia la portata massima che può attraversare il diffusore.

La formula (3) mostra infatti che la portata d'aria richiesta dal turboreattore è funzione crescente del ricupero di pressione.

Del resto è evidente che quanto più alto è il ricupero di pressione tanto maggiore è la spinta netta. Infatti, per definizione di spinta, è:

$$(6) S = \dot{m} \left[ \frac{(\alpha + 1)}{\alpha} w - u \right] + A_e [p_e - p_o] - \mathcal{R}$$

dove  $\mathcal{R}$  è la resistenza dovuta al motore. Per mantenere generalità alla trattazione, poiché questa resistenza è influenzata dalla posizione in cui si trova il motore nel

velivolo, si considererà nel seguito, per  $\mathcal{R}$  la sola resistenza addizionale.

Esplicitando nella (6)  $\varepsilon_d$  si ha:

$$(7) S = h_1 \varepsilon_d \left[ h_2 \left( 1 - \left[ \frac{1}{h_3 \varepsilon_d} \right]^{\frac{K-1}{K}} \right) - u \right] + A_e(\varepsilon_d) [p_e(\varepsilon_d) - p_o] - \mathcal{R}_a$$

dove  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$  sono costanti per ciascuna quota e per ogni numero di Mach di volo. Il primo termine della (7) cresce al crescere di  $\varepsilon_d$ , come pure il secondo termine. Infatti quest'ultimo rappresenta la spinta « statica » e, per un effusore a geometria fissa, adattato ad una data quota e ad un dato numero di Mach di volo, al crescere di  $p_5$  e quindi al crescere di  $\varepsilon_d$  crescono o  $p_e$  o  $A_e$  a seconda che si abbia o non si abbia distacco della vena fluida all'interno dell'effusore.

Per quanto riguarda il terzo termine esso è zero per  $\varphi_d$  maggiore o uguale ad uno e, allorché è diverso da zero, decresce al crescere di  $\varepsilon_d$ . Ciò perché al crescere della portata che può entrare nel motore, e diminuisce quindi la differenza tra  $A_o$  e  $A_1$ .

Resta quindi dimostrato che, per dati valori dei parametri esterni: quota e numero di Mach di volo, il massimo della spinta si ha quando la presa dinamica è adattata. Questa affermazione è sempre valida per alcuni tipi di diffusori, mentre per altri tipi, può succedere che, per valori di  $\varphi_d$  molto vicini ad uno, e quindi per piccoli valori di  $\mathcal{R}_a$ , si abbia una spinta leggermente maggiore di quella che si ha in condizioni di presa dinamica adattata.

La situazione di funzionamento adattato, per una presa dinamica a geometria fissa e per un turboreattore regolato come detto, si può verificare, al variare del numero di Mach di volo, al massimo due volte. La dimostrazione di questa affermazione è fornita da Wyatt in [5].

Per i numeri di Mach di volo compresi tra i due valori di adattamento, la presa dinamica funziona con  $\varphi_d < 1$  e cioè in condizioni subcritiche, mentre per nu-

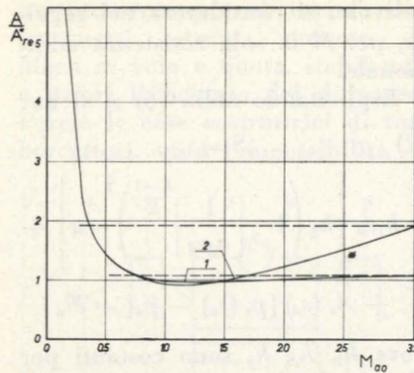


Fig. 3 - Variazione della sezione di ingresso della presa dinamica per funzionamento sempre adattato (1: presa Pitot; 2: presa a compressione esterna. Quota di volo 15 000 metri).

meri di Mach inferiori al primo valore di adattamento, generalmente subsonico, si può avere  $\varphi_d > 1$ .

Per i più bassi numeri di Mach può succedere che nella sezione minima del diffusore si raggiunga la velocità del suono per valori della portata inferiori a quello richiesto dal turboreattore.

Il recupero di pressione, conseguentemente, diminuisce sino al valore per il quale la portata che entra nella presa è uguale a quella che attraversa il turboreattore.

Per evitare le perdite di cui si è detto, è evidentemente necessario che la presa dinamica funzioni sempre in condizioni di adattamento. Per ottenere ciò si

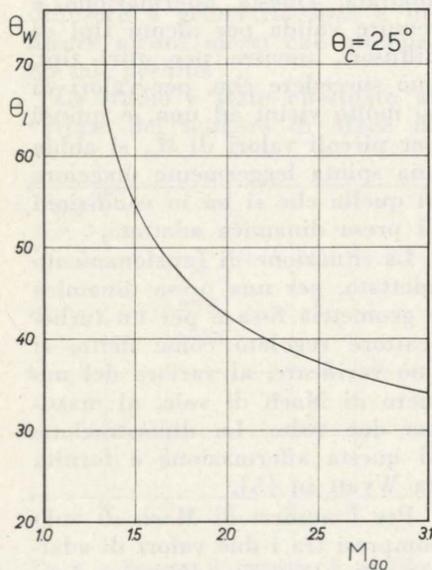


Fig. 4 - Variazione della posizione della punta emergente per funzionamento sempre adattato di un diffusore a compressione esterna.

potrebbe variare la sezione di cattura del diffusore.

A titolo di esempio si è calcolata la variazione della sezione di cattura necessaria allo scopo, con riferimento ad un semplice divergente e al solito turboreattore (fig. 3).

Si è ripetuto questo calcolo per una presa dinamica a simmetria assiale a punta emergente (semiangolo di apertura del cono 25°), per essa si è supposta anche la possibilità di registrare la posizione assiale della punta (fig. 4) onde permettere il funzionamento adattato della presa. Come si vede dalla fig. 3, nel campo supersonico le variazioni della sezione di ingresso che sarebbero richieste alla presa dinamica a compressione esterna, sono nettamente maggiori di quelle necessarie per il semplice divergente.

Ciò si spiega molto facilmente con il fatto che, per essere il ricupero di pressione di un tal tipo di presa, a numeri di Mach elevati, maggiore di quello del semplice divergente (Pitot), la richiesta d'aria da parte del turboreattore è maggiore, e quindi deve essere maggiore anche la sezione di cattura. Per numeri di Mach vicini ad uno, invece, il ricupero di pressione dei due tipi di diffusore è quasi uguale, molto simili saranno pertanto, le portate d'aria richieste, e quindi anche le sezioni di ingresso.

Nella fig. 5 sono diagrammate le spinte che si potrebbero ottenere disponendo di una presa dinamica, variabile come mostrato dalla fig. 3, e di un ugello di scarico anch'esso variabile in maniera tale da funzionare sempre in condizioni di adattamento.

Come si vede esse hanno l'andamento che si ottiene considerando, per la presa dinamica, una efficienza pari alla sua efficienza massima.

Per mostrare l'influenza della quota di volo sull'accoppiamento, si sono calcolate, per un diffusore tipo Pitot a geometria fissa adattato a  $M_{00} = 3,1$  e  $z = 15.000$  metri le spinte che si ottengono al variare del numero di Mach di volo per tre quote diverse:  $z = 0 \div 7500 \div 15.000$  metri. I risultati che si sono raggiunti, riportati alle spinte che si sono ri-

cavate nel caso di geometria della presa completamente variabile, sono riportati in fig. 6.

I calcoli sono stati eseguiti nei due casi di ugello di scarico fisso, supponendo valido il principio di Summerfield, e di ugello a geometria completamente variabile. Ciò per mostrare, nel primo caso, la spinta che effettivamente si può sperare di ottenere, e nel secondo caso, per mettere in evidenza esclusivamente le perdite dovute alla presa dinamica.

Come si vede dai diagrammi riportati, per bassi numeri di Mach, la presa dinamica non è in grado di fornire una portata d'aria pari alla richiesta del motore e quindi la spinta che si ottiene è notevolmente inferiore alla spinta che idealmente si potrebbe ottenere.

Naturalmente all'aumentare della quota le condizioni si fanno sempre più gravose, in quanto la diminuita temperatura di aspirazione, essendo il turboreattore regolato a  $L_c$  circa costante, fa sì che il compressore fornisca un rapporto di compressione più elevato, per cui la richiesta d'aria del motore è maggiore, ed è quindi maggiore la diminuzione del ricupero di pressione che si ha attraverso il diffusore.

All'aumentare del numero di Mach, poiché la portata che può attraversare la presa cresce più rapidamente di quanto non aumenti quella richiesta dal motore, le prestazioni del gruppo motore-presa dinamica migliorano sino a raggiungere, per il primo punto di adattamento, un massimo.

Infatti, per esso, se si prescin-

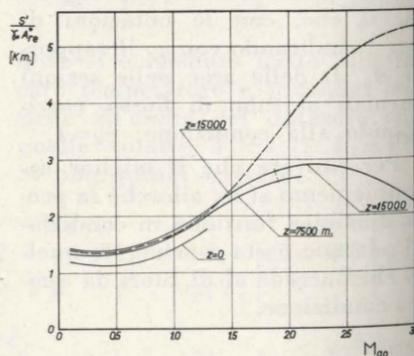


Fig. 5 - Spinte fornite dal gruppo motore nel funzionamento con presa dinamica a geometria variabile (linea continua: diffusore tipo Pitot, linea tratteggiata: diffusore a punta emergente).

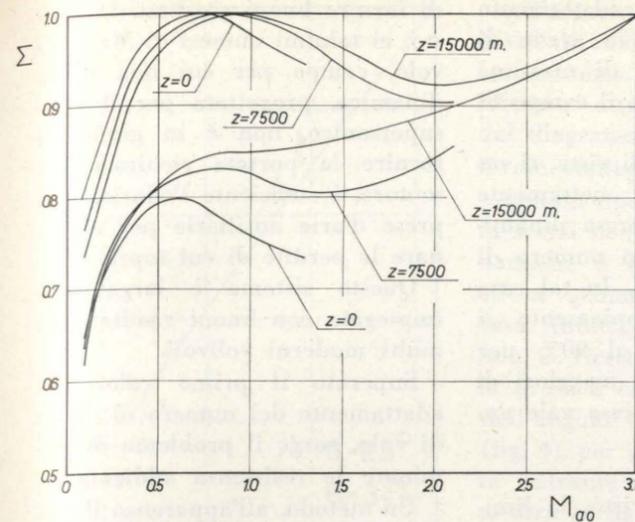


Fig. 6 - Efficienza dell'accoppiamento al variare del numero di Mach di volo (diffusore tipo Pitot).

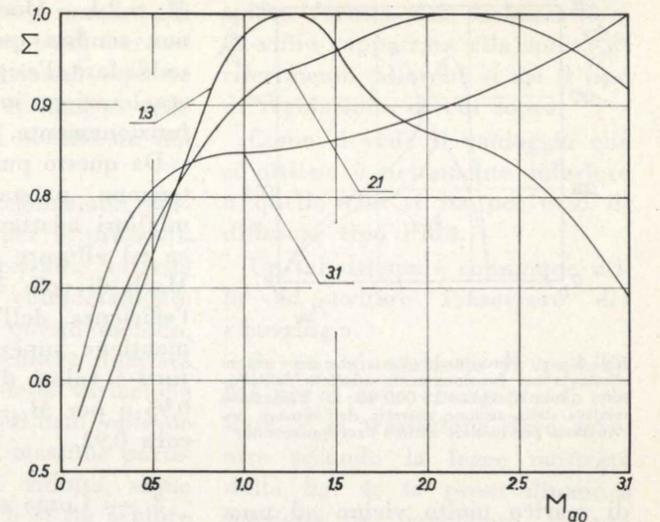


Fig. 7 - Efficienza dell'accoppiamento per vari numeri di Mach di adattamento (quota di volo 15 000 metri).

de dalle perdite dovute all'ugello di scarico, anch'esso adattato a 15.000 metri e a  $M_{00} = 3,1$ , l'efficienza dell'accoppiamento è uno. Naturalmente questo punto si raggiunge per  $M_{00}$  tanto minore quanto minore è la quota di volo. A bassa quota infatti, a parità di numero di Mach, la velocità di volo è maggiore, è quindi maggiore la portata volumetrica che entra nella presa, inoltre per essere minore il rapporto di compressione fornito dal compressore, la portata richiesta dal motore è minore.

Ciò è forse messo meglio in evidenza dalla formula:

$$\dot{m} = \frac{K p_0 M_{00} A_1}{a_0} = \frac{\alpha}{(\alpha + 1)} \frac{A_{re}}{\sqrt{R T_5}} \sqrt{K \left( \frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}} \left( 1 - \frac{L_t}{c_{p5} T_4} \right)^{\frac{K}{\eta_{yt}(K-1)}} \eta_{nb}} \left[ 1 + \frac{L_c}{c_{p3} T_0 \left[ 1 + \frac{K-1}{2} M_{00}^2 \right]} \right]^{\frac{K \eta_{ye}}{(K-1)}} \varepsilon_d p_0 \left[ 1 + \frac{K-1}{2} M_{00}^2 \right]^{\frac{K}{K-1}}$$

In essa raggruppando i termini che si possono ritenere costanti al variare della quota si ottiene:

$$\frac{a_0}{M_{00}} \left[ 1 + \frac{L_c}{c_{p3} T_0 \left[ 1 + \frac{K-1}{2} M_{00}^2 \right]} \right]^{\frac{K \eta_{ye}}{K-1}} \left[ 1 + \frac{K-1}{2} M_{00}^2 \right]^{\frac{K}{K-1}} = \text{cost}$$

All'aumentare della quota  $a_0$  e  $T_0$  diminuiscono e quindi poiché  $L_c$  e  $c_{p3}$  si possono ritenere circa costanti,  $M_{00}$  deve aumentare.

Aumentando il numero di Mach di volo oltre il primo valore di adattamento, si entra nel campo subcritico ( $\varphi_d < 1$ ) e insorge, come abbiamo detto, la resistenza addizionale. Per gli stessi motivi sopra esposti, a parità di numero di Mach di volo, le perdite a bassa quota sono maggiori di quelle ad alta quota.

Al crescere del numero di Mach di volo la resistenza addizionale, dapprima aumenta, presenta un massimo, e poi diminuisce sino a zero in corrispondenza del secondo numero di Mach di adattamento.

Se si aumenta il numero di Mach di volo oltre questo valore, la presa dinamica non è più in

grado di fornire la portata d'aria richiesta dal motore (campo di funzionamento supercritico) e quindi come abbiamo più volte

detto, il ricupero di pressione diminuisce.

Le considerazioni che intervengono nello stabilire per quale numero di Mach di volo convenga adattare la presa dinamica, sono di varia natura e le conclusioni cui si giunge sono diverse a seconda degli scopi per cui è progettato il velivolo.

Se ad esempio il velivolo in questione è destinato a volare per lungo tempo ad una data velocità e ad una data quota, è indiscutibile la convenienza nell'adattare la presa dinamica e l'ugello di scarico per quel numero di Mach e per quella quota. Se invece si volesse ottenere un velivolo capace di grandi accelerazioni in tutto il suo campo di funzionamento, converrebbe adattare la presa dinamica ad un numero di Mach tale per cui l'efficienza dell'accoppiamento, fosse la massima possibile per tutte le velocità di volo realizzabili.

A questo proposito la fig. 7 mostra come varia la spinta, rapportata alla spinta di riferimento, per diversi numeri di Mach di adattamento della presa dinamica (un semplice divergente) e dell'ugello di scarico.

I numeri di Mach di adattamento scelti sono i seguenti: 1,3 ÷ 2,1 ÷ 3,1. Si è considerata sempre la stessa quota di volo (15.000 metri).

Si è esaminato dapprima un numero di Mach di adattamento della presa dinamica e dell'ugello

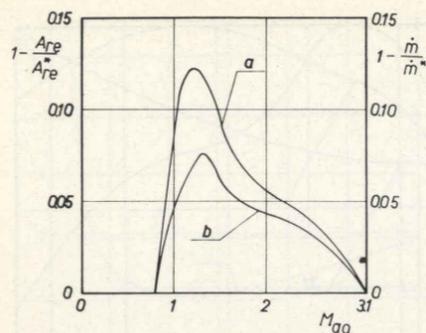


Fig. 8 - a) Percentuale d'aria che deve essere eliminata per funzionamento adattato dell'effusore, quota di volo=15 000 m.; b) Variazione relativa della sezione ristretta dell'effusore necessaria per rendere ottimo l'accoppiamento.

di scarico molto vicino ad uno. Si è fatto ciò per ottenere nel campo transonico le migliori prestazioni del gruppo propulsore e superare pertanto il più rapidamente possibile tale campo, in cui, come noto, si hanno valori della resistenza globale del velivolo molto elevati. Il diagramma riportato mostra, però, che per effetto di questo adattamento, per numeri di Mach di volo elevati, si hanno perdite, nell'efficienza dell'accoppiamento, tanto grandi da limitare di molto la massima velocità raggiungibile dal velivolo.

Ad esempio, per un numero di Mach di volo di 3,1 si ha un rapporto  $S/S'$  ( $\Sigma$ ) inferiore a 0,7. Di questa perdita il 60% circa è da imputarsi alla presa dinamica mentre si deve ascrivere la rimanente parte alla diminuzione dell'impulso specifico dovuta al disadattamento dell'ugello di scarico. Se, si adattasse l'effusore a  $M_{ao}=3,1$ , per  $M_{ao}=1,3$  si avrebbe  $\Sigma=0,89$ . Non si raggiungerebbe cioè neppure lo scopo proposto.

La curva rappresentativa dell'adattamento a  $M_{ao}=3,1$ , mostra, d'altra parte, che per ottenere la massima efficienza dell'accoppiamento ad un numero di Mach di volo così elevato, si hanno perdite di non trascurabile entità in quasi tutto il rimanente campo di funzionamento. Si vede, infatti, che l'efficienza si mantiene superiore al 90% solamente oltre

$M_{ao}=2,1$ . Questo adattamento non sembra quindi in grado di soddisfare l'esigenza di massima accelerazione in tutto il campo di funzionamento.

Da questo punto di vista, si ottengono prestazioni nettamente migliori adattando presa dinamica ed effusore ad un numero di Mach di volo di 2,1. In tal caso l'efficienza dell'accoppiamento si mantiene superiore al 90% per tutti i valori di  $M_{ao}$  maggiori di 0,95 e per  $M_{ao}=3,1$  essa vale ancora 0,92.

3. — Come si è visto, la limitazione di presa dinamica a geometria fissa è causa di notevoli perdite di spinta per tutti i numeri di Mach per cui il diffusore non è adattato. Queste perdite sono legate e alla presa dinamica e al modo di funzionare del turboreattore. Si esamina pertanto la possibilità di eliminarle o almeno di attenuarle agendo sul funzionamento del motore.

Questa via, particolarmente ricca di prospettive per numeri di Mach elevati, per le basse velocità non sembra essere in grado

di fornire buoni risultati. Del resto, ai minimi numeri di Mach di volo, campo per cui una presa dinamica, progettata per il volo supersonico, non è in grado di fornire la portata richiesta dal motore, è sufficiente l'adozione di prese d'aria ausiliarie per eliminare le perdite di cui sopra.

Questo sistema è largamente impiegato con buoni risultati, su molti moderni velivoli.

Superato il primo valore di adattamento del numero di Mach di volo, sorge il problema di eliminare la resistenza addizionale.

Un metodo, all'apparenza il più semplice, e che non altera il sistema di regolazione del turboreattore, è quello di disporre a valle della presa dinamica una valvola (« by-pass ») che elimini, espellendola, quella parte di portata che eccede la richiesta del motore. Si realizza così, per ogni numero di Mach di funzionamento, la condizione di diffusore adattato (per ottenere ciò basta infatti regolare opportunamente l'apertura della valvola suddetta), e si elimina la resistenza addizionale. La fig. 8 mostra la quan-

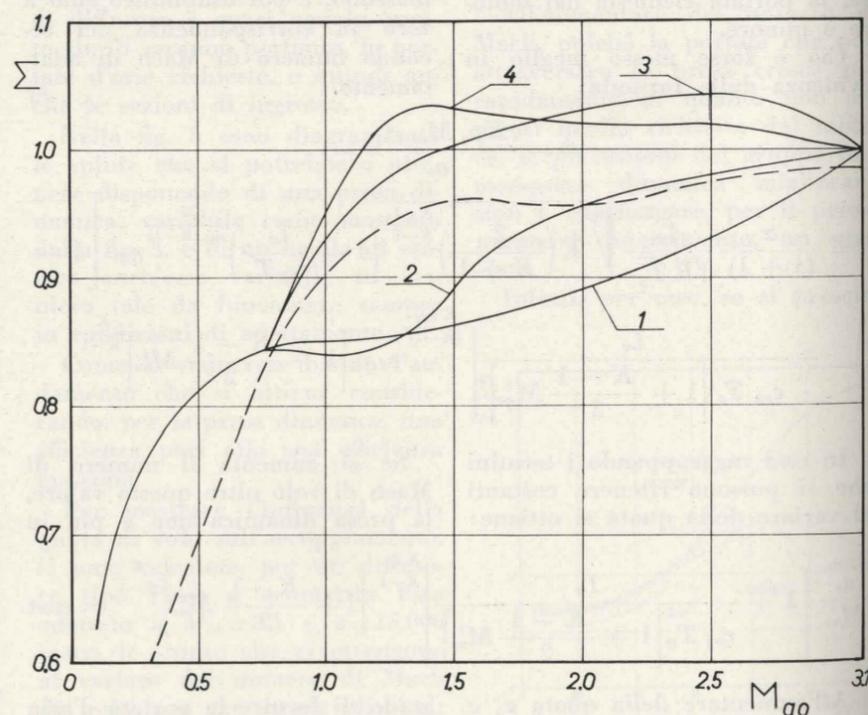


Fig. 9 - Efficienza dell'accoppiamento di una presa dinamica tipo Pitot con il turboreattore in esame per i vari tipi di regolazione esaminati. (1: turboreattore con  $T_3 = \text{cost}$ ; 2: regolazione per « by-pass » dalla stazione 2; 3: come sopra con riscaldamento a 1800 °K dell'aria spillata; 4: regolazione per variazione di  $A_r$ ; linea tratteggiata: regolazione come in 1,  $L_c = L_{c \max}$ ).

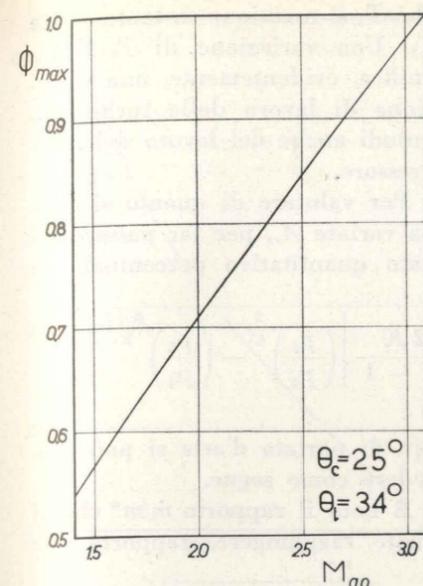


Fig. 10 - Riduzione della sezione di cattura della presa dinamica a compressione esterna per effetto della variazione di  $\theta_w$ .

tà percentuale d'aria che si deve eliminare nel caso del propulsore di riferimento e di un diffusore a semplice divergente (curva a).

Naturalmente questo mezzo è causa dell'insorgere di una nuova resistenza, giacché, anche se si fa riespandere l'aria spillata attraverso un apposito ugello e la si usa come contributo alla spinta, per effetto delle perdite che si hanno attraverso il diffusore e l'effusore, la velocità dell'aria all'uscita dall'ugello è minore di quella all'infinito a monte, per cui si ha una resistenza data da:

$$(\dot{m}_d - \dot{m}_m)(u' - u)$$

dove con  $u'$  si è indicata la velocità di scarico dell'aria.

La fig. 9 mostra, per un semplice divergente, il vantaggio che si ha con questo tipo di regolazione (curva 2). Come si vede, per un certo campo di numeri di Mach non si ha vantaggio. Ciò è dovuto al fatto che per un diffusore tipo Pitot il ricupero di pressione, allorché la presa è in funzionamento subcritico, è maggiore di quanto non lo sia in funzionamento critico. In più la resistenza addizionale, per quei numeri di Mach, ha scarsa influenza sulla spinta.

All'aumentare del numero di Mach di volo, però, poiché cresce la resistenza addizionale, questo effetto si attenua, e, come si vede dal diagramma, si ottiene un notevole vantaggio.

Questo tipo di regolazione, porta scarsi benefici per le prese dinamiche a compressione esterna ed a geometria completamente fissa. Infatti, con questo metodo, non si riesce a rendere adattata la presa a causa della variazione dell'angolo  $\theta_w$  dell'urto obliquo (fig. 4), per cui la massima portata entrante viene ridotta, come mostra la fig. 10, e si ha sempre resistenza addizionale. L'andamento del coefficiente di resistenza addizionale  $c_{ra}$  nel caso qui particolarmente esaminato è dato dalla fig. 11.

La fig. 12 mostra lo schema di funzionamento di un tal diffusore quando  $M_{ao}$  è minore di  $M_{ao}^*$ , valore per cui si è progettata la presa dinamica.

Se  $\dot{m}_m$  è molto minore di  $\dot{m}_p$  (caso a)  $\varepsilon_d$  è inferiore al valore che si avrebbe se tutta la portata attraversasse l'urto obliquo 1 e poi l'urto retto 2, in quanto le perdite che si hanno attraverso l'urto 3 sono molto maggiori. In più, la situazione rappresentata, se si accetta la teoria sul « buzzing » elaborata da Ferri e Nucci [6] può dar luogo a instabilità.

Al diminuire della differenza tra  $\dot{m}_p$  e  $\dot{m}_m$ ,  $\varepsilon_d$  aumenta sino a quando l'aria che attraversa il solo urto 3 non entra più nella presa. Per questa situazione scompare inoltre, se si ammette il funzionamento schematizzato in figura, il pericolo del buzzing.

Il secondo schema (caso b) mostra il funzionamento della presa allorché la portata d'aria che può attraversare il diffusore non è sufficiente a soddisfare la richiesta del motore. Anche in questo caso  $\varepsilon_d$  è minore del valore che si ottiene quando  $\dot{m}_p = \dot{m}_m$ .

La curva inferiore (a) della figura 13 illustra l'andamento della

spinta fornita dal turboreattore, al solito rapportata alla spinta di riferimento, allorché si usi il tipo di regolazione di cui sopra.

Come si vede il vantaggio che si ottiene è nettamente inferiore a quello che si ha nel caso di diffusore tipo Pitot.

Un tal sistema è comunque utile ad evitare l'insorgere del « buzzing ».

Se poi si ammette la possibilità per il cono emergente di traslare, e la traslazione deve avvenire secondo la legge mostrata dalla fig. 4, la presa dinamica funziona in condizioni sempre adattate; e come rappresentato nella fig. 13 (b), si riesce ad ottenere una spinta molto più vicina alla spinta di riferimento. Si elimina in tal modo, infatti e la resistenza addizionale e la riduzione di portata massima dovuta alla diversità tra  $\theta_1$  e  $\theta_w$ .

Il fatto che le due curve relative al funzionamento con presa dinamica adattata, riferite alle rispettive spinte ottime (b, c), non siano uguali, è dovuto alla non proporzionalità tra spinta e ricupero di pressione (si veda la formula 7) e alla diversità dell'efficienza dei due tipi di diffusore. Questo fatto, pur imponendo, per una valutazione quantitativa, calcoli separati per ciascun tipo di presa dinamica, non lede la generalità della trattazione da un punto di vista qualitativo.

Un metodo per eliminare la resistenza addizionale, sostanzialmente identico al precedente, ma che ha il vantaggio di incrementare la spinta anche oltre il valore ottimo precedentemente calcolato, consiste nello spillare a valle della presa dinamica una quantità d'aria opportuna in modo che il diffusore funzioni sempre in condizioni adattate, e nel riscaldare l'aria spillata, prima di immetterla nell'effusore, in una apposita camera di combustione. Si entra così nel campo del turboaeroreattore.

Gli effetti di questa regolazione sono mostrati, in termini di

efficienza dell'accoppiamento, con riferimento ad un diffusore semplicemente convergente nella figura 9 (curva 3). Come si vede, si ottiene un notevole incremento di spinta.

Si raggiungono valori di  $\Sigma$  maggiori di 1 in quanto la quantità di combustibile spesa per ottenere  $S$  è maggiore di quella usata per avere  $S'$ . Per eseguire un esame completo del comportamento del gruppo propulsore si deve quindi prendere in considerazione il consumo specifico. Si è scelto come parametro rappresentativo il consumo specifico riferito alla spinta (rapporto tra la portata di combustibile bruciato e spinta ottenuta). Esso, per i vari casi presi in esame, è riportato in fig. 14.

Come si vede, per il presente caso, sebbene si sia supposto un valore molto elevato per la temperatura massima nella camera di combustione dell'aria spillata (1800°K), il consumo specifico riferito alla spinta (curva 3) è maggiore di quello che si ha con il metodo precedentemente esposto (curva 2). Esso si mantiene quasi sempre inferiore a quello relativo ad una presa dinamica a geometria fissa con turboreattore regolato a  $T_4 = \text{Cost.}$  senza alcun accorgimento particolare (curva 1). Non raggiunge mai il consumo specifico che si potrebbe avere con una presa dinamica a geometria completamente variabile (curva 0).

Il metodo di regolazione preso ora in esame ha, come abbiamo visto, il vantaggio di migliorare le prestazioni del gruppo propulsore ma importa, per sua natura, complicazioni costruttive non indifferenti, incrementando quindi il costo del gruppo. Per un giudizio esauriente sull'opportunità dell'adozione di un tal metodo sarebbe quindi necessario un approfondito esame anche in questa direzione, esame che esorbita dagli scopi di questo studio.

Un altro metodo che permette di far funzionare la presa in re-

gime sempre adattato è quello di variare la sezione ristretta dell'effusore, mantenendo  $T_4$  costante. Infatti, nel caso di ugello della turbina subcritico, e di turbina ad azione, la portata d'aria che attraversa il turboreattore può essere espressa dalla formula:

$$\frac{\dot{m}}{A_{re}^*} = \frac{\alpha}{(\alpha + 1)} \frac{A_{ft}}{A_{re}^*} \frac{p_4}{\sqrt{R T_4}} \sqrt{\frac{2K}{K-1} \left[ \left( \frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{2}{K}} - \left( \frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}$$

La stessa portata deve attraversare l'effusore, e poiché esso funziona in condizioni supercritiche, si può scrivere:

$$\frac{\dot{m}}{A_{re}^*} = \frac{\alpha}{(\alpha + 1)} \frac{A_{re}}{A_{re}^*} \frac{p_5}{\sqrt{R T_5}} \sqrt{K \left( \frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}$$

eguagliando le due portate si ottiene:

$$\frac{A_{re}}{A_{ft}} = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left( \frac{K+1}{2} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}} \frac{p_4}{p_5} \sqrt{\frac{T_5}{T_4}} \sqrt{\left( \frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{2}{K}} - \left( \frac{p_5}{p_4} \right)^{\frac{K+1}{K}}}$$

e, supponendo che attraverso la turbina il gas subisca una trasformazione globalmente politropica si ha:

$$\left[ \frac{T_5}{T_4} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[ \frac{p_5}{p_4} \right]^{\frac{m-1}{2m}}$$

e se si pone:

$$\sqrt{h} = \sqrt{\frac{2}{K-1} \left( \frac{K+1}{2} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}$$

ricordando la definizione di rendimento idraulico di una turbina si ha:

$$\frac{A_{re}}{A_{ft}} = \sqrt{h} \sqrt{\left[ \left( \frac{T_5}{T_4} \right)^{-\frac{1}{\eta_{yt}}} - 1 \right] \left( \frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{\eta_{yt}-1}{\eta_{yt}}}}$$

In definitiva si può scrivere:

$$(8) \quad \left[ \frac{A_{re}}{A_{ft}} \right]^2 = \frac{2}{K-1} \left( \frac{K+1}{2} \right)^{\frac{K+1}{K-1}} \left[ \left( \frac{T_4}{T_5} \right)^{\frac{1}{\eta_{yt}}} - 1 \right] \left( \frac{T_4}{T_5} \right)^{\frac{1-\eta_{yt}}{\eta_{yt}}}$$

Questa formula mostra che al variare di  $A_{re}$  varia  $T_4/T_5$  e poi-

ché  $T_4$  si mantiene costante, varia  $T_5$ . Una variazione di  $T_4/T_5$  significa, evidentemente, una variazione di lavoro della turbina, e quindi anche del lavoro del compressore.

Per valutare di quanto si debba variare  $A_{re}$  per far passare un dato quantitativo percentuale in

più di portata d'aria si può procedere come segue.

È noto il rapporto  $\dot{m}/m^*$  che si vuole raggiungere, rapporto che

può essere posto sotto la forma:

$$(9) \quad \frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \frac{p_5}{p_5^*} \frac{\sqrt{T_5^*}}{\sqrt{T_5}} \frac{A_{re}}{A_{re}^*}$$

dove  $\dot{m}^*$  è la portata che, con l' $\varepsilon_d$  di adattamento, noto a priori, passa attraverso l'ugello sonico allorché  $A_{re}$  ha il valore  $A_{re}^*$ .

Per ricavare la (9) si è trascurata l'influenza della variazione del rapporto aria-combustibile sui valori di  $k$  e di  $R$ . Del resto è:

$$L_c = L_t \eta_m \frac{(\alpha + 1)}{\alpha} =$$

$$= c_{p3} T_2 \left[ \beta_c^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

$$L_c^* = L_t^* \eta_m^* \frac{(\alpha^* + 1)}{\alpha^*} =$$

$$= c_{p3} T_2 \left[ \beta_c^{*\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

Poiché per ogni  $M_{a0}$  e  $z$  è costante il valore di  $p_2$  e di  $T_2$ , e sup-

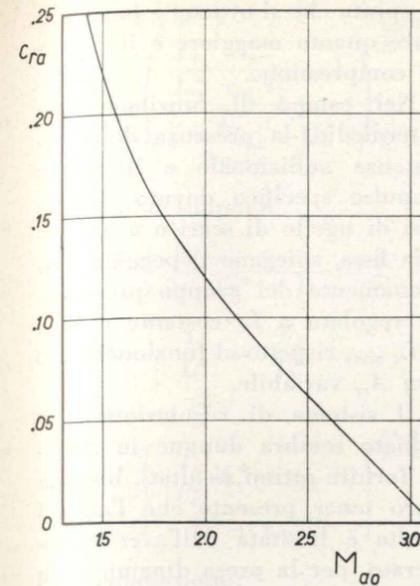


Fig. 11 - Coefficiente di resistenza addizionale di una presa dinamica a compressione esterna a geometria fissa, in condizioni di portata massima.

ponendo costante  $\eta_{mb}$  si può scrivere:

$$\frac{p_3}{p_3^*} = \frac{p_4}{p_4^*} = \left[ \frac{L_t + \frac{\alpha}{\alpha + 1} c_{p3} T_2 \frac{1}{\eta_m}}{L_t^* + \frac{\alpha}{\alpha + 1} c_{p3} T_2 \frac{1}{\eta_m}} \right]^{\frac{m}{m-1}}$$

dove si sono trascurate le differenze tra  $\alpha/(\alpha + 1)$  e  $\alpha^*/(\alpha^* + 1)$  e tra  $\eta_m$  e  $\eta_m^*$ .

Si ha allora:

$$\frac{p_5}{p_5^*} = \frac{p_4}{p_4^*} \frac{\left( \frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{K}{(K-1)\eta_{yt}}}}{\left( \frac{T_5^*}{T_4^*} \right)^{\frac{K}{(K-1)\eta_{yt}}}}$$

da cui:

$$(10) \quad \frac{p_5}{p_5^*} = \left[ \frac{c_{p5} \left[ 1 - \frac{T_5}{T_4} \right] + \frac{\alpha}{(\alpha + 1)} c_{p3} \frac{T_2}{T_4} \frac{1}{\eta_m}}{c_{p5} \left[ 1 - \frac{T_5^*}{T_4^*} \right] + \frac{\alpha}{(\alpha + 1)} c_{p3} \frac{T_2}{T_4} \frac{1}{\eta_m}} \right]^{\frac{K \eta_{yt}}{K-1}} \frac{\left( \frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{K}{(K-1)\eta_{yt}}}}{\left( \frac{T_5^*}{T_4^*} \right)^{\frac{K}{(K-1)\eta_{yt}}}}$$

In definitiva le formule (8, 9, 10) risolvono il problema in quanto permettono di ricavare una relazione del tipo:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = f \left( \frac{A_{re}}{A_{re}^*} \right)$$

Per illustrare questo caso si sono eseguiti i calcoli con riferi-

mento ad un diffusore tipo Pitot, e ad un turboreattore che, qualora fosse privo della regolazione considerata, coinciderebbe con quello preso in esame nei casi precedenti.

La fig. 8 riporta, in funzione del numero di Mach di volo, le quantità percentuali d'aria che debbono attraversare in più il turboreattore, acciocché la presa dinamica funzioni in condizioni sempre adatte, e le relative variazioni della sezione ristretta, rapportate alla sezione ristretta di riferimento, che si rendono necessarie. Come si vede, variazioni relativamente piccole della sezione ristretta sono sufficienti per far passare l'eccesso di portata necessario al buon funzionamento della presa dinamica, eccesso che è percentualmente maggiore. Infatti non solo si ha un incremento della portata per effetto dell'aumento della sezione di passaggio, ma anche perché si ha una diminuzione di  $T_5$ , come mostra la formula 8, ed aumenta  $p_5$ , come è evidente, per effetto dell'aumento del lavoro di compressione.

In fig. 9 è riportata la spinta che si ottiene con questa regolazione, al solito riferita alla spinta ottima (curva 4). Si deve notare che non solo la spinta aumenta per effetto della scomparsa della resistenza addizionale, e per la maggior quantità di combustibile che si introduce (infatti sebbene diminuisca il rapporto portata di combustibile portata d'aria, per

effetto dell'aumento della quantità complessiva d'aria, aumenta la quantità di combustibile introdotta) ma anche perché, per effetto del diminuito rapporto tra  $A_e$  e  $A_{re}$ , la spinta « statica », che nell'intervallo di funzionamento considerato è negativa, diminuisce, in quanto un aumento di  $p_5$  e una

diminuzione del rapporto  $A_e/A_{re}$  non possono non tradursi in un aumento di  $p_e$ .

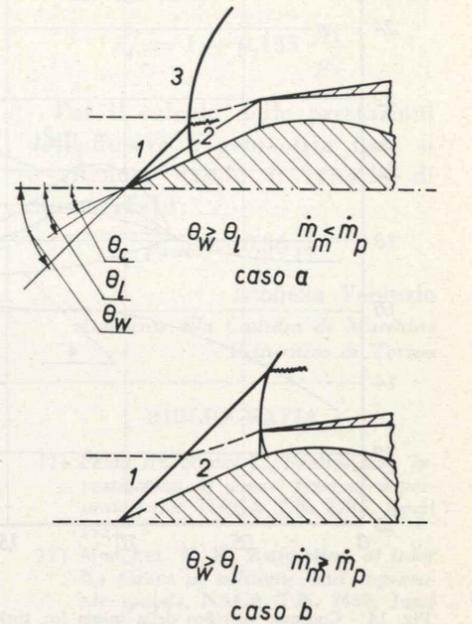


Fig. 12 - Schema di funzionamento della presa dinamica a compressione esterna a numeri di Mach inferiori al numero di Mach di adattamento.

La fig. 14, curva 4, fornisce il consumo specifico riferito alla spinta che si ha usando questo metodo di regolazione. Esso pur non raggiungendo i valori che si hanno con presa dinamica completamente variabile, è il più basso, in tutto il campo di funzionamento considerato, tra quelli ottenuti con le varie regolazioni prese in esame.

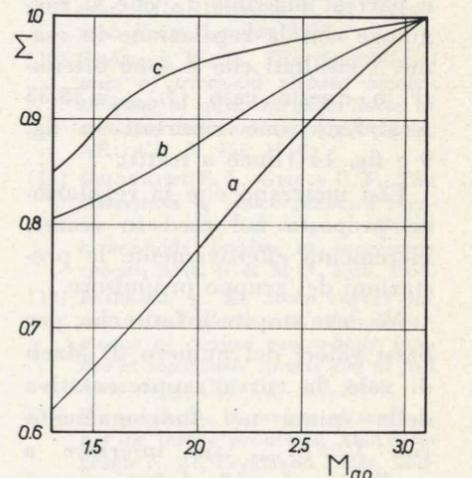


Fig. 13 - Efficienza dell'accoppiamento presa dinamica a cono emergente-turboreattore. Regolazione per spillamento.

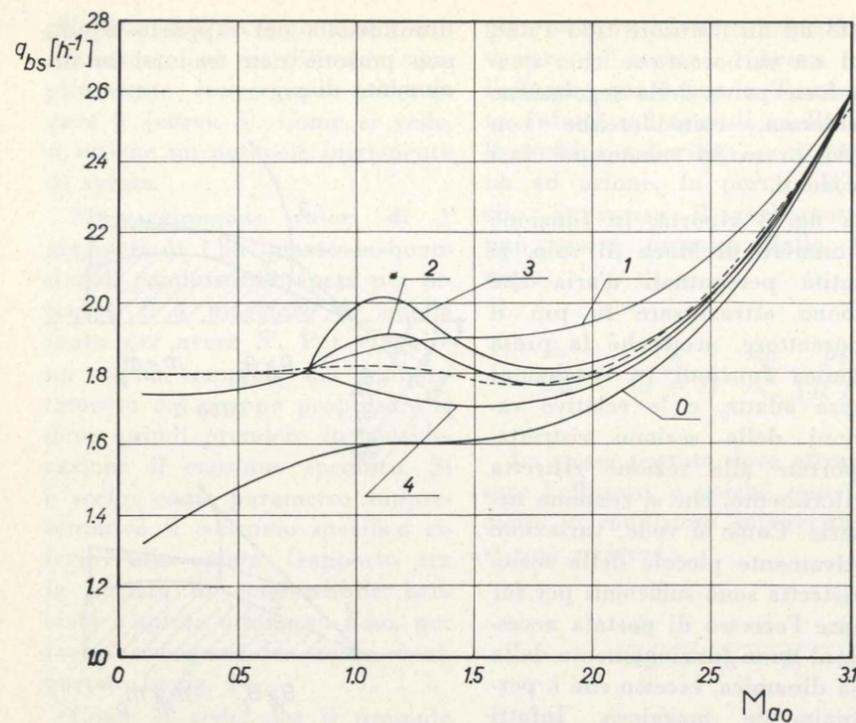


Fig. 14 - Consumo specifico della spinta (0: turboreattore con  $T_4 = \text{cost}$  e presa dinamica variabile; 1: turboreattore con  $T_4 = \text{cost}$  e presa dinamica fissa; 2: regolazione per « by-pass » dalla stazione 2; 3: come sopra con riscaldamento a 1800 °K dell'aria spillata; 4: regolazione per variazione di  $A_{re}$ ; linea a tratti: regolazione come in 1,  $L_c = L_{c \max}$ ).

Il metodo di regolazione esaminato, impone però un aumento del lavoro di compressione, è quindi necessario, per poter ben giudicare sulla sua « bontà », esaminare le prestazioni che è in grado di fornire il turboreattore a geometria fissa, accoppiato ad una presa dinamica dello stesso tipo considerato precedentemente, allorché funziona in tutto il suo campo di funzionamento con un lavoro di compressione costante e pari al massimo  $L_c$  che si raggiunge con la regolazione in esame. I risultati che si sono ottenuti in questo caso ( $L_{c \max} = 38,33$  Kcal/Kg.) sono riportati in fig. 9 e fig. 14 (linee a tratti).

Essi mostrano che la regolazione proposta nel caso in esame, incrementa effettivamente le prestazioni del gruppo propulsore.

Né deve stupire il fatto che, per bassi valori del numero di Mach di volo, la curva rappresentativa della spinta nel funzionamento con  $L_c = L_{c \max}$  sia inferiore a quella con  $L = L^*_{c}$ . Infatti a quei numeri di Mach, poiché  $L_{c \max}$  è più grande di  $L^*_{c}$ , se  $\epsilon_d$  si man-

tenesse costante,  $P^*_{5}$  sarebbe minore di  $(p_5)_{L_{c \max}}$  e, quindi, la portata d'aria richiesta dal turboreattore nel funzionamento con  $L_{c \max}$  sarebbe maggiore. D'altra parte, la sezione di cattura della presa dinamica (il confronto è eseguito a parità di numero di Mach di adattamento:  $M_{a0} = 3,1$ ) aumenta solamente nel rapporto dei rapporti di compressione  $\beta_c$  forniti dal compressore per  $M_{a0} = 3,1$  rapporto che, essendo la  $T^{\circ}_2$  molto elevata, per variazioni non troppo grandi di  $L_c$ , è prossimo a 1. Per queste ragioni il ricupero di pressione  $\epsilon_d$ , per quei numeri di Mach per i quali la sezione minima del diffusore è critica (e si è visto che ciò accade per i più bassi valori di  $M_{a0}$ ) è tanto minore, quanto maggiore è il lavoro di compressione e si è visto (7) che la spinta diminuisce al diminuire di  $\epsilon_d$ . All'altro estremo del campo di funzionamento, poi, essendo  $L_{c \max}$  maggiore di  $L^*_{c}$ , diminuisce la quantità di combustibile che si può bruciare, e poiché per velocità tanto alte si è già superato il massimo di  $\eta_g$  [7]

la spinta che si ottiene è tanto minore quanto maggiore è il lavoro di compressione.

Nel campo di funzionamento intermedio, la presenza della resistenza addizionale e il minor impulso specifico dovuto all'ipotesi di ugello di scarico a geometria fissa, spiegano il peggior funzionamento del gruppo propulsore regolato a  $L_c$  costante e pari a  $L_{c \max}$ , rispetto al funzionamento con  $A_{re}$  variabile.

Il sistema di regolazione esaminato sembra dunque in grado di fornire ottimi risultati, bisogna però tener presente che l'analisi svolta è limitata dall'aver considerato, per la presa dinamica, un semplice divergente. Qualora infatti, si prendesse in considerazione un diffusore capace di fornire recuperi di pressione molto elevati anche per alti numeri di Mach di volo, le variazioni di  $A_{re}$  necessarie per rendere la presa dinamica adattata, sarebbero molto più grandi di quelle considerate. Sarebbe quindi maggiore anche il lavoro  $L_{c \max}$  richiesto al compressore. Si renderebbe, pertanto necessaria l'adozione di motori più grandi e più pesanti, per cui problemi di peso e di ingombro, potrebbero modificare il giudizio, che alla luce dei calcoli fatti, è decisamente positivo.

Un quarto sistema di regolazione sarebbe quello di turboreattore a geometria fissa con numero di giri del compressore variabile. Per ottenere ciò naturalmente, è necessario agire su  $T_4$ , variando la portata di combustibile.

In questo caso si può scrivere:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \frac{p_5}{p_5^*} \sqrt{\frac{T_5^*}{T_5}}$$

e poiché è costante il rapporto  $A_{ft}/A_{re}$ , deve essere costante anche  $p_4/p_5$  e quindi è:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \frac{p_4}{p_4^*} \sqrt{\frac{T_5^*}{T_5}}$$

e dato che si suppone  $p^{\circ}_2 = p_2$  e  $T^{\circ}_2 = T_2$  è anche:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \frac{\beta_c}{\beta_c^*} \sqrt{\frac{T_4^*}{T_4}}$$

ma

$$\frac{\beta_c}{\beta_c^*} = \left( \frac{L_c}{L_c^*} \frac{L_c^*}{c_{p3} T_2^{\circ}} + 1 \right)^{\frac{\eta_{yc} K}{K-1}}$$

ed è, se si suppone

$$\frac{(\alpha + 1)}{\alpha} \frac{\alpha}{(\alpha^* + 1)} = 1$$

$$\frac{L_c}{L_c^*} = \frac{T_4}{T_4^*}$$

quindi

$$\frac{\beta_c}{\beta_c^*} = \left[ \frac{T_4}{T_4^*} L_c^* + c_{p3} T_2^{\circ} \right]^{\frac{\eta_{yc} K}{K-1}}$$

e in conclusione:

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}^*} = \sqrt{\frac{T_4^*}{T_4}} \left[ \frac{\frac{T_4}{T_4^*} L_c^* + c_{p3} T_2^{\circ} \left[ 1 + \frac{K-1}{2} M_{a0}^2 \right]}{L_c^* + c_{p3} T_2^{\circ} \left[ 1 + \frac{K-1}{2} M_{a0}^2 \right]} \right]^{\frac{\eta_{yc} K}{K-1}}$$

La formula mostra come questa regolazione sia molto meno sensibile della precedente. Infatti, per rendere  $\dot{m}/\dot{m}^*$  maggiore di uno si deve aumentare  $T_4$ , aumentando così anche il lavoro di compressione; ma, così facendo, il termine fuori dalle parentesi quadre diminuisce, ed in più,  $c_{p3} T_2^{\circ}$  è maggiore di  $L_c^*$  per cui è necessario variare notevolmente  $T_4$  per ottenere una variazione, anche piccola, di  $\dot{m}/\dot{m}^*$ .

Pertanto la scarsa sensibilità del sistema di regolazione e le eccessive temperature che sarebbe quindi necessario impiegare, specie per numeri di Mach di volo elevati, sconsigliano l'adozione di questo sistema.

4. — Lo studio mostra che, al variare del numero di Mach di volo e della quota, allorché si considera un turboreattore a geometria fissa, regolato a temperatura di ammissione in turbina costante, accoppiato ad una presa dinamica a geometria fissa, si ottiene una spinta notevolmente inferiore a quella che si avrebbe quando lo stesso turboreattore fosse accoppiato ad un diffusore a geometria variabile in modo tale da funzionare, per tutti i nu-

meri di Mach di volo, in condizioni di adattamento.

Si è visto che, al variare del numero di Mach di adattamento, le perdite che si hanno per effetto della limitazione di presa dinamica a geometria fissa variano notevolmente. Esse, per il gruppo propulsore considerato nei calcoli numerici, sono minime per un numero di Mach di adattamento inferiore a quello massimo di volo previsto.

Si sono poi esaminati alcuni metodi di regolazione aventi lo scopo di eliminare la resistenza addizionale. La regolazione, tra le varie considerate, che sembra

[12]. Per quanto riguarda l'efficienza del tratto subsonico si è usata la formula consigliata da Wyatt in [13]

$$\epsilon_d' = 1 - 0,135 \frac{q_1}{p_1}$$

Per il calcolo delle prestazioni dell'effusore a geometria fissa si è ritenuto valido il criterio di Summerfield:

$$p_{e \min} = 0,36 p_0$$

Leonello Verduzio

Assistente alla Cattedra di Macchine Politecnico di Torino

#### BIBLIOGRAFIA

- [1] FERRI A., NUCCI L., *Preliminary investigation of a new type of supersonic inlet*, NACA T.N. 2286, April 1951.
- [2] MOECKEL W. E., *Estimation of inlet lip forces at subsonic and supersonic speeds*, NACA T.N. 3457, June 1955.
- [3] SILBUKIN M., *Theoretical and experimental investigation of additive drag*, NACA Report 1187, 1954.
- [4] FRADEMBURGH E., WYATT D. D., *Theoretical performance characteristics of sharp lip inlets at subsonic speeds*, NACA Report 1193, 1954.
- [5] WYATT D. D., *An analysis of turbojet engine inlet matching*, NACA T.N. 3012, 1953.
- [6] FERRI A., NUCCI L., *The origin of aerodynamic instability of supersonic inlets at subcritical conditions*, NACA RM L50K30, 1951.
- [7] CAPETTI A., *Turbine a gas e turboreattori*, Giorgio, Torino 1959.
- [8] CAPETTI A., *Esercizi sulle macchine termiche*, Giorgio, Torino 1958.
- [9] CARRIERE P., *Rôle de la prise d'air dans le bilan propulsif d'un réacteur*, AGARDograph N. 27, Pergamon Press, London 1958.
- [10] THOMSON W. R., *The thermodynamics of frictional resisted adiabatic flow of gases through ducts of constant and varying cross section*, ARC C.P. N. 158, 1954.
- [11] GOLDSMITH E. L., GRIGGS C. F., *The estimation of shock pressure recovery and external drag of conical centre-body intakes at supersonic speeds*, ARC R & M N. 3035, 1959.
- [12] FRAENKEL L. E., *Some curves for use in calculations of the performance of conical centre-body intakes at supersonic speeds and at full mass flow*, ARC C.P. 108, 1953.
- [13] WYATT D. D., *A review of supersonic air intake problems*, AGARDograph N. 27, Pergamon Press, London 1958.
- [14] CAPETTI A., *Sul regime del turbogeneratore di gas*, Aerotecnica, fasc. 1°, 1957.

## Uno sguardo al passato, uno al presente e qualche considerazione sul futuro dei motori diesel di medio e grande diametro

SEVERO FILIPPINI FANTONI, che ha sempre dedicato la sua attività nel campo delle costruzioni e dell'esercizio dei motori Diesel di media e grande potenza, descrive l'evoluzione e il progresso di queste macchine, dai primordi ai nostri giorni. Pone inoltre in rilievo le loro caratteristiche peculiari, confrontando anche le varie soluzioni tecniche scelte dai diversi Costruttori. Espone infine le sue previsioni sull'ulteriore sviluppo del motore Diesel nel prossimo futuro.

### 1) Premessa.

Ho scelto di proposito questo argomento prima di tutto perché penso di far cosa grata al Professor Capetti, che ne è un profondo conoscitore e che ci ha spesso offerta la sua preziosa collaborazione in lavori e rilievi di notevole importanza teorica e pratica (1).

In secondo luogo perché questa famiglia di motori, divenuta ormai di impiego assai più marino che terrestre, è, fuori del suo ambiente, abbastanza poco conosciuta, e quindi il raccontarne le vicende in modo semplice e riassuntivo può avere un certo interesse generale.

Ne parlo infine volentieri anche perché, per quanto riguarda il passato, sono rimasto fra i pochi che, qui alla Fiat Grandi Motori, possono ancora riferire su quanto hanno ascoltato dalla viva voce di alcuni fra i pionieri italiani del motore Diesel — a cominciare dall'Ing. G. Chiesa — e su quanto hanno in parte visto ancora con i propri occhi circa il difficile e movimentato esordio di queste macchine.

La famiglia dei motori Diesel di medio e grande diametro è la più anziana rispetto alle famiglie collaterali dei motori Diesel veloci, ormai di universale impiego nell'autotrazione stradale e ferroviaria, e dei motori Diesel a media velocità, di altrettanto universale diffusione ovunque occorrono

(1) Prof. Ing. A. CAPETTI - *Rilievi sperimentali sul comportamento al banco del motore Diesel Fiat tipo 686*, « Bollettino Tecnico Fiat Grandi Motori », anno 1949 n. 4.

Prof. Ing. A. CAPETTI - *La sovralimentazione dei motori Diesel a 2 tempi - Rilievi sperimentali sul motore Fiat tipo 688 S*, « Bollettino Tecnico Fiat Grandi Motori », anno 1957 n. 3.

delle macchine di moderata potenza, economiche e sicure.

Essa deve la sua quasi veneranda età — i primi motori vennero messi sul mercato nel 1898 — al fatto che il motore Diesel, sia per ragioni costruttive legate ai modesti livelli tecnici del tempo, sia per il tipo di utilizzazione pratica che si richiedeva allora a queste macchine, non poteva non nascere e muovere i primi passi se non sotto la specie di una macchina lenta, pesante, di discrete dimensioni e con potenza di qualche centinaio di cavalli al massimo, cioè adatta all'azionamento degli impianti industriali dell'epoca.

Infatti, già nelle intuizioni del suo inventore, il motore a ciclo Diesel avrebbe dovuto sostituire con minor costo iniziale e di esercizio, data la sua maggiore semplicità meccanica ed il suo maggiore rendimento termico, le motrici a vapore e a gas povero o, nei casi minori, a benzina, a gas luce e ad aria calda, che alla fine del secolo scorso azionavano tutte le fabbriche e le miniere che non disponevano di energia idraulica.

A differenza delle famiglie collaterali era, e resta tuttora, una famiglia di macchine abbastanza omogenea, tanto nell'architettura generale e nell'aspetto esterno quanto nelle prestazioni.

Il primo motivo per cui l'impronta originale e le successive evoluzioni sono rimaste convergenti è che poche erano e seguivano ad essere le case madri a cui si deve la loro progettazione: ciò dipende dal fatto che i mezzi di progettazione, sperimentazione e produzione dei motori di medie e grandi dimensioni non sono alla portata di molti, come è avvenuto invece per i motori a benzina e come sta avvenendo per i motori Diesel di piccola potenza.

Le Case madri che si dedicano alla progettazione dei motori Diesel di medio e grande diametro sono tutte europee, raggruppate intorno a quel tratto del 5° meridiano compreso tra le rive della Manica e quelle del Tirreno che ha fatto da scenario alla drammatica esistenza dell'esagitato inventore.

Il secondo motivo è che queste macchine ormai da circa 40 anni vengono prevalentemente impiegate per la propulsione navale, cioè in un campo ben circoscritto, con esigenze altrettanto ben definite e controllate da un ambiente che, per diversi motivi tecnici ed economici, non può che essere prudente e conservativo.

In definitiva questa famiglia non soltanto è la più longeva e la più omogenea, ma è quella che ha subito, proprio per i suoi 70 anni di vita e per aver fatto da capostipite alle altre, la maggiore evoluzione tecnica.

Essa era e resta sostanzialmente la più interessante per l'ampiezza del campo di potenza che copre, per la varietà dei cicli e delle soluzioni costruttive che ha offerto ed offre tuttora, per le dimensioni ragguardevoli degli esemplari di maggior diametro e quindi dei difficili problemi tecnici e costruttivi che tali grandi dimensioni sovente comportano (2).

(2) Sono già in servizio diverse centinaia di motori compresi tra gli 840 e i 900 mm: il peso si aggira intorno a 70-90 t per cilindro.

Il motore Fiat tipo 9012S, 12 cilindri, Ø 900 mm, della potenza continuativa di 25.200 Cv a circa 122 giri/min, che aziona la M/c « C. Cameli » di 92.000 t, (fig. 11), pesa appunto intorno alle 1050 t, è alto circa 11 metri ed è lungo ben 24 metri. Il solo albero motore, suddiviso in tre tronchi oltre a quello del reggispinta, pesa 190 t. Si ha notizia che sono stati ordinati i due primi motori Ø 1050 mm, i cui cilindri peseranno quindi intorno alle 100-110 t.

### 2) Campi di impiego dei motori lenti di medio e grande diametro.

I primi motori Diesel erano tutti destinati ad impianti fissi per l'azionamento diretto di macchine operatrici o per la produzione di energia elettrica, nelle piccole ed isolate reti di allora.

In Italia i motori ebbero in tale epoca, cioè fin verso il 1910, una discreta diffusione, specie per merito della Ditta Tosi; poi, come è avvenuto in tutti gli altri Paesi d'Europa, il rapido sviluppo delle reti elettriche, favorito in Italia dal contemporaneo progresso delle grandi turbine idrauliche ed altrove di quelle a vapore, ne ha ridotto le applicazioni, come del resto è avvenuto per le altre motrici concorrenziali a vapore e a gas.

La produzione italiana ed europea dei motori Diesel resta tuttora — sul metro del tempo — piuttosto vivace per l'assorbimento che ne viene fatto in misura via via crescente dai Paesi coloniali.

Intanto, verso il 1905-1910, il motore Diesel comincia a fare i suoi primi passi in un campo specialissimo ma per diversi motivi a lui perfettamente congeniale, e cioè nella propulsione dei sommergibili. In questi battelli il motore Diesel era infatti l'unica macchina termica che, a differenza di quelle a vapore o a benzina, potesse soddisfare contemporaneamente tutte le esigenze di sicurezza, prontezza di manovra e limitato consumo, purché fosse stato possibile trasformarla in una macchina assai più compatta e leggera di quanto non fosse la sua edizione per gli usi terrestri.

Nasce così, per effetto di questa spinta, la prima sostanziale evoluzione del motore, che porta alla comparsa dei primi motori a due tempi, all'aumento delle velocità di rotazione ed a una radicale riduzione degli ingombri e dei pesi.

In Italia, specie ad opera della Fiat S. Giorgio, allora riunita all'omonimo Cantiere del Muggiano, specializzato nella costruzione di sommergibili, cominciò in quegli anni un notevole e originale sviluppo di tali motori, che si conquistarono ben presto una ottima rinomanza internazionale.

Lo sviluppo del motore Diesel

nella marina militare è stato da allora, fino ad oggi, grandissimo, e non solo nel naviglio minore, perché la tendenza verso gli apparati multipli a motore, dopo il clamoroso esempio degli incrociatori tascabili tedeschi, sta in questi ultimi anni riprendendo vigore, favorita anche dalle più elevate potenze unitarie disponibili e dalle ulteriori, notevolissime diminuzioni dei pesi e degli ingombri.

Bellissimi esempi di apparati motori di questo tipo, o misti con turbine a gas, sono stati realizzati molto di recente anche dalla nostra Marina Militare, che in questo campo è, insieme a quella germanica, senz'altro all'avanguardia (fregate tipo « Rizzo » e « De Cristoforo », incrociatore « S. Giorgio », motocannoniere tipo « Lampo » e « Freccia »).

Le applicazioni navali del motore Diesel nel campo della marina mercantile furono invece, fin verso il 1920, minime. Solo nel periodo dal 1920 al 1930 il motore, che nel frattempo si era fatto ossa sufficienti a sopportare questo particolare impiego, che richiede un elevatissimo grado di sicurezza di esercizio, riesce ad affermarsi, prima lentamente poi in modo pressoché totale, a spese delle motrici alternative a vapore che per oltre un secolo erano state le macchine marine di universale impiego.

Da questo periodo fino ad oggi il motore Diesel lento, direttamente accoppiato all'elica, direttamente reversibile ed in grado di bruciare qualsiasi nafta da caldaia, anche la più scadente, domina incontrastato nel campo della marina mercantile, fatta eccezione per la Marina Statunitense, che per motivi particolari seguita a restare fedele alle turbine a vapore, e per le grandissime navi, dove la turbina o è tuttora l'unica macchina proponibile, perché non vi sono dei motori di potenza adeguata, o viene preferita, come avviene nel caso delle grandi navi passeggeri, non solo per il primo motivo, ma anche per la sua innegabile maggiore silenziosità e assenza di vibrazioni.

Però, proprio in questi ultimi quattro o cinque anni, la spietata concorrenza dei noli — e quindi l'affannosa ricerca da parte degli

Armatori delle più drastiche riduzioni nei costi di esercizio — così come ha straordinariamente influito sulla tecnica navale, dando l'avvio all'era delle grandissime cisterne e navi per il carico alla rinfusa ed alla automazione dei loro apparati motori, ha favorito l'applicazione del motore Diesel e quindi l'ulteriore suo sviluppo tecnico. In pochi anni sono state richieste ai motori potenze unitarie rapidamente crescenti fino ai 30 000 Cv effettivi di oggi, necessari appunto per la propulsione delle navi dalle 100 alle 150 000 t di portata. Infatti anche su queste navi l'Armatore cerca di abbandonare gli apparati motori a vapore perché, ad onta dei loro progressi, seguivano ad avere dei consumi di combustibile sensibilmente più elevati e quindi dei maggiori costi di esercizio.

Nel campo terrestre le applicazioni dei motori lenti di medio e grande diametro sono invece rimaste assai limitate, perché nelle grandi reti di distribuzione la loro potenza unitaria è troppo piccola rispetto a quella dei grandi gruppi turbogeneratori moderni; mentre sia nelle reti minori, sia nei servizi di riserva o per l'azionamento diretto di idrovore o di altre grosse macchine operatrici, essi risultano più costosi e più ingombranti dei motori a media o a grande velocità.

Infine negli impianti a ricupero di calore, il cui uso va estendendo abbastanza rapidamente presso gli autoproduttori industriali, essi risultano spesso, a causa del minor livello di temperatura del calore di ricupero, meno adatti o non adatti rispetto agli impianti a vapore o a turbine a gas. I motori lenti trovano quindi impiego solo in casi speciali, per esempio quando la loro potenza è proporzionata alle dimensioni della rete e quando il servizio è così pesante ed il combustibile così scadente da sconsigliare l'uso dei motori a media velocità.

### 3) Architettura generale del motore e sua evoluzione.

Fin verso il 1920 l'architettura del motore Diesel di medie e grandi dimensioni — fatta eccezione per i motori dei sommergibili — era la copia appesantita di

quella delle vecchie macchine a vapore e a gas povero.

Come si vede dalla fig. 1 il motore era formato da un basamento, sormontato da una incastellatura composta da una serie di montanti a cavalletto, che sorreggevano il gruppo dei cilindri. Tutte queste parti erano delle solidissime fusioni in ghisa collegate da una non meno robusta bulloneria. Il basamento, del tipo cosiddetto a piastra, perché basso e largo, era quasi sempre in un sol pezzo, ed era grosso modo costituito da due massicci longheroni longitudinali e da una serie di traverse, una per ogni interasse, entro le quali erano praticate le sedi dei cuscinetti di banco.

I montanti, generalmente in un sol pezzo col relativo cilindro, erano lavorati nell'interno per ricavarvi direttamente le guide per i pattini di testa a croce e le sedi delle camicie: solo nei motori di maggiori dimensioni i cilindri erano separati dai montanti. Le camicie, del tipo riportato e liberamente dilatabili verso il basso, come sono tuttora, erano chiuse da robustissime testate per mezzo di una corona di grossi prigionieri.

L'asse a manovella, molto simile come disegno a quello delle motrici a vapore, era in genere fucinato di pezzo, e, alla moda del tempo, aveva perni molto lunghi e relativamente piccoli di diametro, e mascherette quadre. Le bielle, a sezione circolare, erano del tipo a forcilla e si articolavano su un perno di testa a croce con doppio pattino. Lo stantuffo era costituito da una testata, generalmente in ghisa, collegata all'asta in acciaio fucinato: il raffreddamento era ottenuto con circolazione di acqua introdotta e scaricata mediante tubi a canocchiale o con ginocchiere.

Nei motori di diametro relativamente ridotto era, già in origine, frequente l'uso degli stantuffi tuffanti: in questo caso con stantuffi lunghissimi, in ghisa, generalmente in un sol pezzo e non raffreddati.

Gli organi della distribuzione, sia nei motori a 4 tempi, che erano allora la grande maggioranza, sia in quelli a 2 tempi, erano costituiti da un asse a camme, sistemato all'altezza delle testate

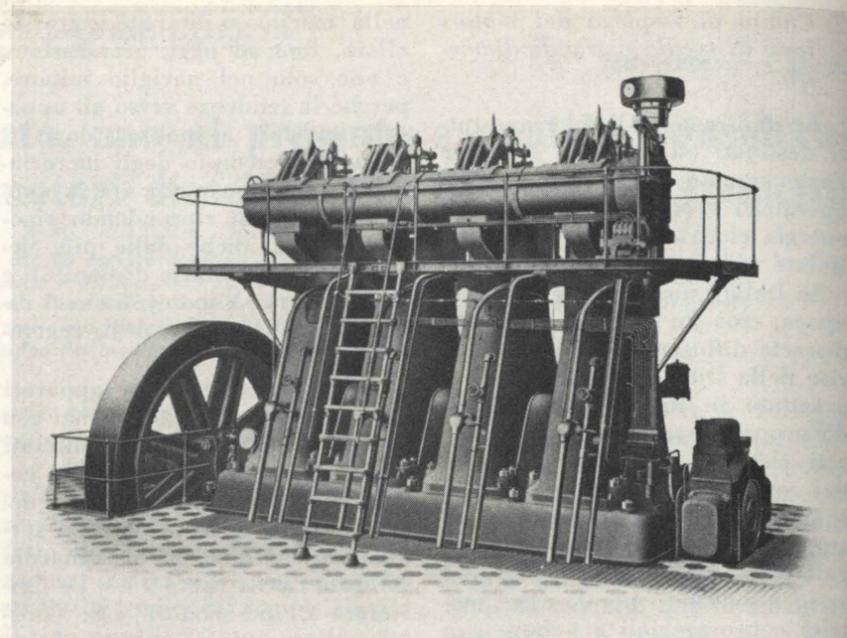


Fig. 1 - Motore a 4 tempi di tipo industriale della potenza di circa 400 Cv a 150 giri/min. Periodo di costruzione intorno al 1908 (Tosi).

cilindri, e da una serie di leve e punterie sostenute da supporti applicati alle testate. L'asse a camme riceveva il moto dall'albero motore quasi sempre mediante un albero verticale con due coppie di ingranaggi conici od eliocoidali.

La lubrificazione dei cuscinetti del manovellismo era, salvo nei primissimi motori, forzata, mentre per diversi anni è rimasta del tipo a contagocce per i pattini e del tipo ad anello per i cuscinetti della distribuzione. La lubrificazione delle camicie era, come è tuttora, a circuito aperto, con oliatori a pressione.

Come per le macchine a vapore, la camera del manovellismo e i dispositivi della distribuzione erano privi di qualsiasi chiusura: ottimo sistema agli effetti della sorveglianza dei cuscinetti e dei vari organi in movimento, ma compatibile solo in motori, come questi, a bassissima velocità di rotazione e con la lubrificazione ridotta ai minimi termini.

L'avviamento era, e seguita ad essere, ad aria compressa: ad alta pressione, cioè intorno ai 70 ÷ 80 kg/cm<sup>2</sup> nei motori ad iniezione pneumatica, e dal 1930 in avanti, a bassa pressione, cioè intorno ai 25 ÷ 30 kg/cm<sup>2</sup>. Abbastanza rari già allora i motori a cilindri orizzontali, disposizione che era ed è

restata invece in voga per i motori a gas, ma che, salvo in Inghilterra, non ha mai avuto una grande fortuna.

Il tipo di architettura che abbiamo ora descritto è quello che, nelle sue linee generali, vige tuttora per i motori di medie e grandi dimensioni.

Nel periodo 1905 ÷ 1910, per l'effetto combinato della richiesta dei motori leggeri per sommergibili e dell'influenza delle forme strutturali dei motori a benzina, a quei tempi alquanto più lenti e grossi degli attuali (fig. 2), compare e si afferma un secondo tipo di architettura, che è sostanzialmente quella in uso anche oggi nei motori a media velocità (fig. 3).

Le sue caratteristiche sono: basamento decisamente a culla, incastellatura a scatola o con montanti incorporati nel basamento, o in parte nel basamento e in parte nei cilindri, cilindri spesso collegati in un sol blocco, camera del manovellismo completamente chiusa.

Per compensare la leggerezza della struttura compaiono i primi motori muniti dei lunghi tiranti di collegamento tra sommità dei cilindri e il fondo del basamento, disposizione che verrà quasi subito applicata, in forma anzi ancora più generale e definitiva, nei

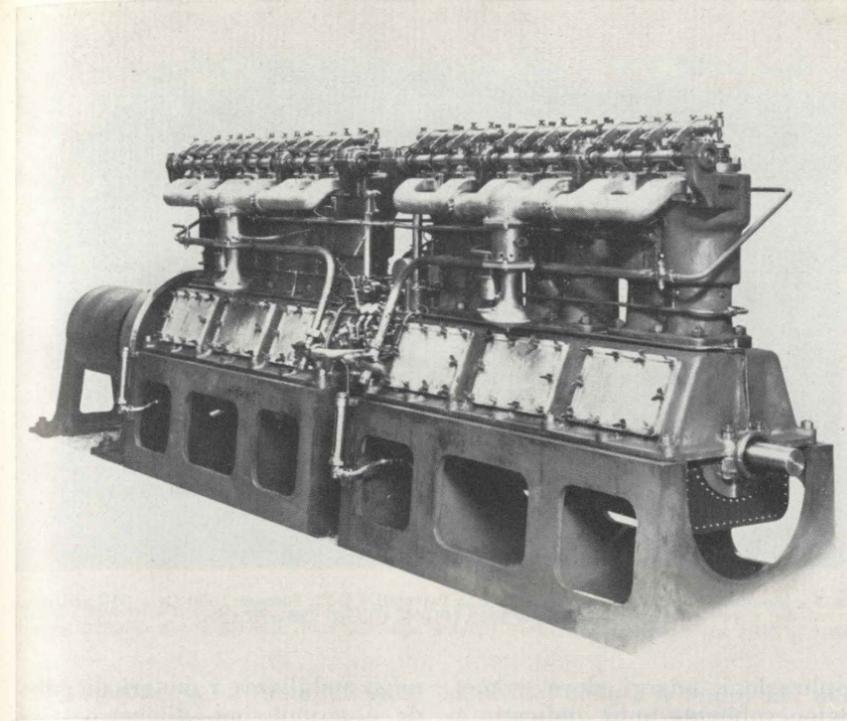


Fig. 2 - Motore a benzina a 4 tempi di propulsione dei sommergibili tipo « Foca » e « Hvalen » della potenza di circa 300 Cv a 800 giri/min (Motore a 2x6 cilindri tipo Fiat S 6185). Periodo di costruzione 1903 ÷ 1905.

motori di medie e grandi dimensioni.

Delle due architetture, la prima è quella che nel corso degli anni ha subito, a mio avviso, le maggiori trasformazioni, specie per quanto riguarda il basamento, che dal tipo a piastra è passato a quello a culla, ed i montanti, che pur seguitando ad essere, specie nei motori di maggior diametro, del tipo a cavalletto ed isolati fra di loro, sono divenuti assai più leggeri e slanciati, con guide dei pattini applicate a parte e con uso generale dei tiranti di collegamento verticali.

Tutte le incastellature divengono ermeticamente chiuse, e gli organi della distribuzione e le pompe del combustibile sono tutti più o meno scatolati.

La fig. 4, relativa ad un motore moderno, dimostra, se confrontata alla fig. 1, quanto profonda sia stata l'evoluzione delle forme.

La seconda architettura ha subito assai meno l'influsso del tempo, come si può vedere dal confronto fra le figg. 5 e 6, relative a due motori a 2 tempi per usi militari costruiti rispettivamente nel 1913 ÷ 1916 e nel periodo dal 1935 al 1950.

Dal vetusto, ma aureo libro del

Supino, edito nel 1913<sup>(3)</sup>, ho tolto (figg. 7 e 8) i disegni dei basamenti rispettivamente dei motori pesanti e leggeri di allora: dal confronto con le figg. 9 e 10, che

(3) Ing. GIORGIO SUPINO - *Motori Diesel marini e fissi*, U. Hoepli, 1913.

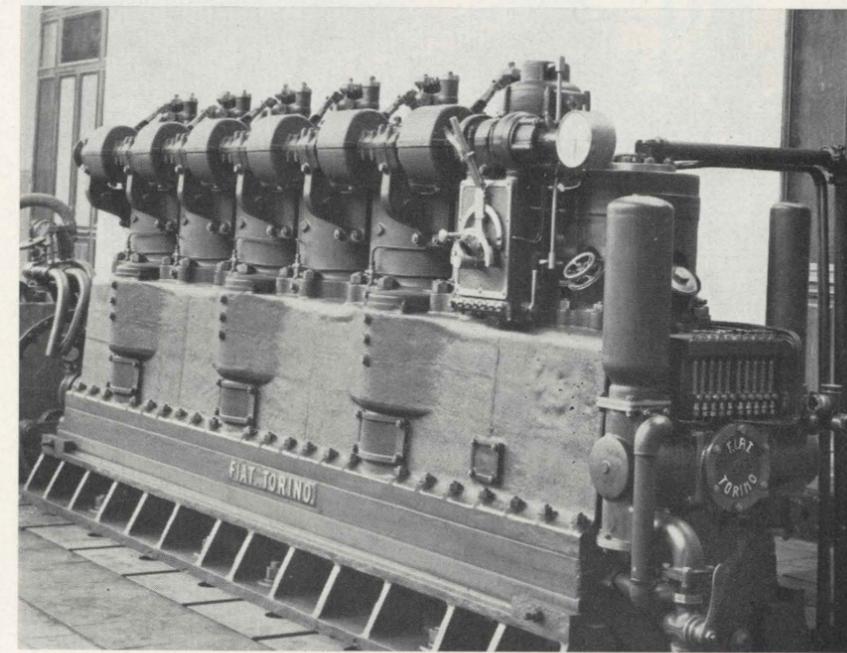


Fig. 3 - Motore a 2 tempi per sommergibile della potenza di circa 300 Cv a 500 giri/min. Anno di costruzione 1909 (Fiat S. Giorgio tipo 2C116).

sono le sezioni trasversali dei due tipi di motori moderni corrispondenti, si vede appunto come i basamenti della fig. 8 abbiano praticamente lo stesso stile e le stesse proporzioni di quelli attuali.

Basamenti, montanti e cilindri sono stati e seguitano ad essere generalmente in ghisa, con l'eccezione dei motori per uso militare, che nei primi anni del secolo furono fatti, per leggerezza, persino in bronzo, e successivamente, fino al 1930 ÷ 1935, in acciaio fuso. Da tale periodo in avanti, e limitatamente ai basamenti ed ai montanti, vengono adottate le strutture in lamiera saldata, che avranno poi nel dopoguerra una grande diffusione in tutto il campo motoristico.

Però contrariamente al prevedibile, e contrariamente a quanto è avvenuto per i motori a media ed alta velocità, le strutture in lamiera saldata, che per motivi di leggerezza e di facilità esecutiva da parte dei costruttori sprovvisti di una adeguata fonderia in ghisa sono state largamente estese ai basamenti e ai montanti dei motori di grande e grandissimo diametro, non hanno invece influito sensibilmente sul loro disegno.

L'esito negativo dei primi tentativi fatti in questo senso, per esempio sopprimendo i tiranti

verticali, riunendo in un sol pezzo cilindro e montanti, estendendo i riporti saldati anche nella zona centrale della traversa dei basamenti in corrispondenza delle sedi dei cuscinetti di banco, ha consigliato a tutti una grande prudenza.

#### 4) I cicli e i loro corsi e ricorsi.

Il motore Diesel è nato a 4 tempi, ma già alla fine del secolo scorso era stato preconizzato l'impiego del ciclo a 2 tempi, in quanto nel motore Diesel, a differenza dei motori a benzina e a gas, il lavaggio è fatto con aria pura e quindi senza disperdere inutilmente del combustibile.

Verso il 1905, per i già accennati motivi di leggerezza e di limitato ingombro richiesti dai motori destinati ad usi militari, cominciano ad essere fabbricati i primi motori a 2 tempi, e si inizia la lunghissima lotta tra i sostenitori dell'uno e dell'altro ciclo.

Essa prosegue accanita fin verso il 1930, anche perché alcuni costruttori, con una mentalità che oggi stentiamo quasi a comprendere, si erano arroccati su posizioni estreme: gli uni facevano solo motori a 2 tempi e rifuggivano dai 4 tempi anche per le

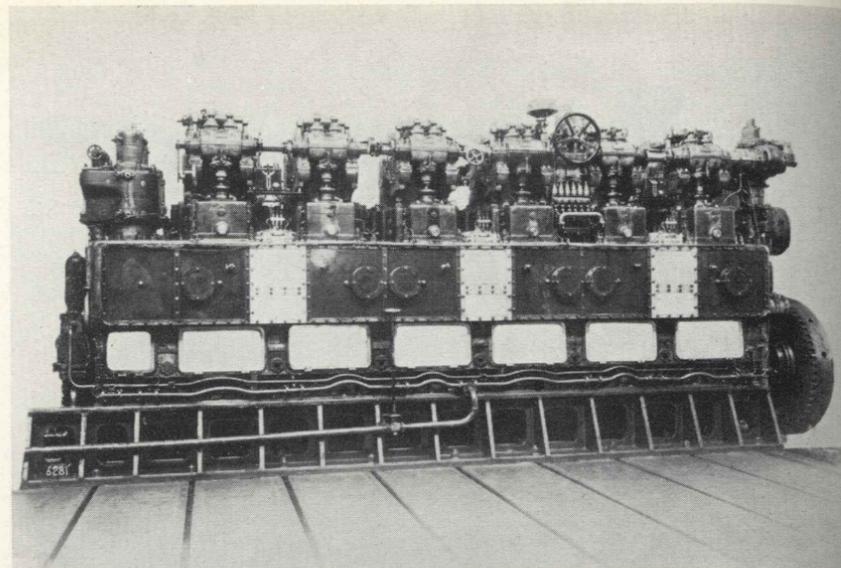


Fig. 5 - Motore a 2 tempi dei sommergibili tipo Pacinotti e U42. Potenza 1300 Cv a 350 giri/min. Anno di costruzione 1913 (Fiat S. Giorgio - tipo 2C126).

applicazioni minori dove erano, ragionevolmente, più indicati, e gli altri volevano imporre il 4 tempi anche per le maggiori potenze, e per non darla vinta agli avversari arrivarono perfino a costruire tra il '25 e il '30 quei mastodontici motori a 4 tempi a doppio effetto che col loro disastroso comportamento sono serviti proprio a dare il colpo di grazia ai 4 tempi di grande diametro.

Dal 1930 in avanti la situazione

si stabilizza: i motori di grande e grandissimo diametro, cioè da 450 mm in su, sono tutti a 2 tempi, quelli di diametro intermedio, tra i 300 e i 450 mm, sono in parte a 2 e in parte a 4 tempi, quelli di diametro minore sono quasi esclusivamente a 4 tempi.

Con il progresso della sovralimentazione dei motori a 4 tempi, cioè in pratica a partire dal 1940, questo ciclo riprende quota per la sua connaturale attitudine a sfruttare meglio la sovralimentazione, e di conseguenza a salire meglio nelle pressioni e nella velocità media. Quindi, nel campo dei diametri intermedi, cioè fin verso i 450 mm, direi che la bilancia pende oggi a favore dei 4 tempi.

Però proprio in questi ultimi due o tre anni ritorna a far capolino, per i diametri minori e intermedi, il motore a due tempi a lavaggio trasversale, a causa della convenienza di disporre sulle navi di motori ausiliari in grado di bruciare la stessa nafta da caldaia in uso sui motori principali, convenienza che ha un notevole sottofondo economico, sia per il sensibile minor costo di combustibile, sia per la semplicità di impianto e per i vantaggi operativi derivanti dall'impiego di un unico tipo di combustibile, e quindi di un unico sistema di depositi e di un'unica rete di distribuzione della nafta.

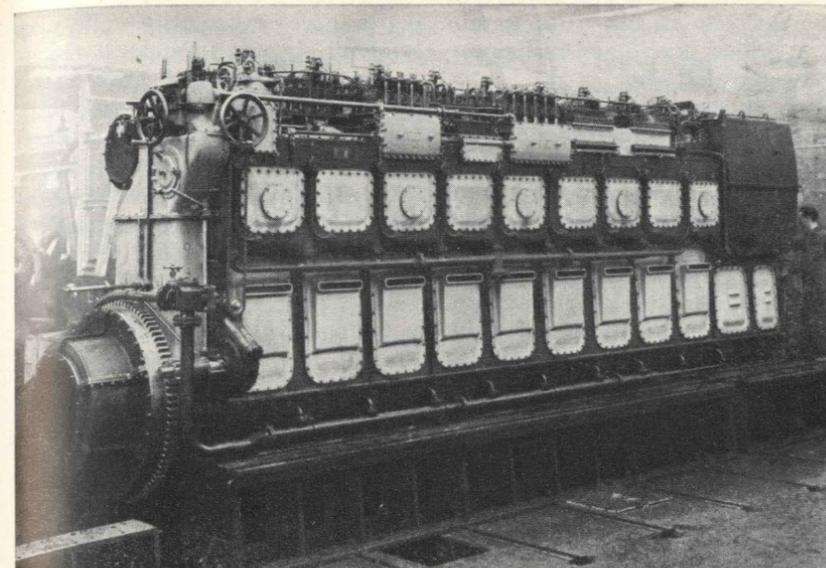


Fig. 6 - Motore a 2 tempi dei sommergibili tipo « Caracciolo » e delle corvette tipo « Albatros ». Potenza 2250 Cv a 435 giri/min (Fiat G.M. tipo MS409). Periodo di costruzione dal 1935 al 1950.

Il motore a 2 tempi, non avendo le valvole, che sono il punto più debole del 4 tempi (e del 2 tempi a lavaggio unidirezionale) quando si usano combustibili scadenti, può infatti risolvere meglio questo specifico problema: non è escluso quindi che nei prossimi anni si rivedano dei motori a 2 tempi di diametro tra i 300 e i 450 mm, disegnati su misura proprio per costituire i gruppi elettrogeni delle grandi navi.

Il lavaggio dei primissimi motori a 2 tempi era del tipo unidirezionale, con valvole di lavaggio nella testa cilindro e luci di scarico nella parte bassa della camicia. Nascevano allora anche i primi grossi motori con stantuffi contrapposti, con luci di lavaggio sulla camicia inferiore e luci di scarico su quella superiore.

Dal 1910 fino al 1930 tutti i motori a 2 tempi, salvo rare eccezioni e salvo quelli a cilindri contrapposti, che formano una classe a sé stante, passano al lavaggio trasversale, giudicato preferibile per la sua straordinaria semplicità costruttiva.

Nel 1930 rientra improvvisamente in lizza il lavaggio unidirezionale, questa volta con cassette o valvole di scarico sulle testate cilindro e luci di lavaggio sulle camicie.

Tale soluzione, scelta da una delle più note ditte costruttrici al momento del suo forzato abban-

dono del ciclo a 4 tempi nei motori di grande diametro, trova la sua probabile spiegazione nel fatto che questo era l'unico sistema

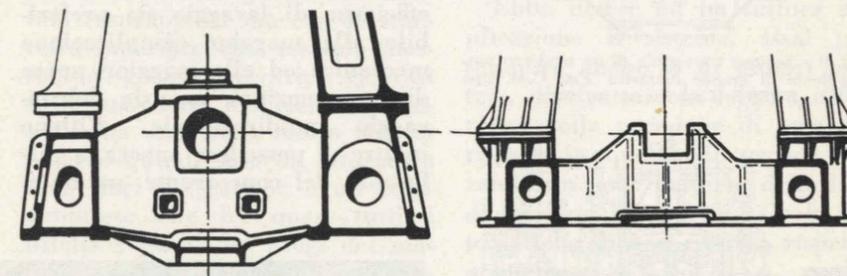


Fig. 7 - Sezione trasversale dei due basamenti per motori lenti di medie e grandi dimensioni disegnati verso il 1910.

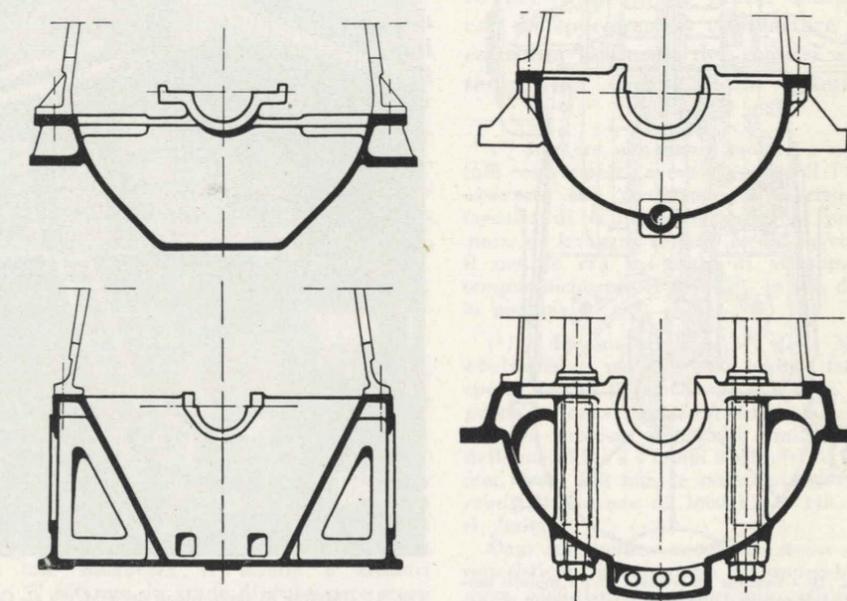


Fig. 8 - Sezioni trasversali di quattro basamenti per motori veloci disegnati verso il 1910.

per risolvere in modo rapido e sicuro il problema fluido-dinamico del lavaggio, che è invece assai difficile nel caso del lavaggio trasversale.

Il sistema, ad onta della sua complicazione meccanica, ha avuto una indubbia fortuna ed è stato successivamente applicato anche da altri costruttori nordici, anche perché facilita la sovralimentazione, rendendola, al limite, come nei 4 tempi, autosufficiente.

Il campo è quindi oggi diviso tra due sistemi: i vecchi costruttori di motori a 2 tempi (Sulzer, Man e Fiat) sono rimasti molto saggiamente fedeli al lavaggio trasversale, gli altri, da bravi quattro-tempisti quali erano, hanno le loro buone ragioni per seguire una strada diversa, che mantiene fra l'altro in vita le loro valvole.

È certo che, dal lato efficacia del lavaggio, il sistema unidirezionale è risolutivo perché rende

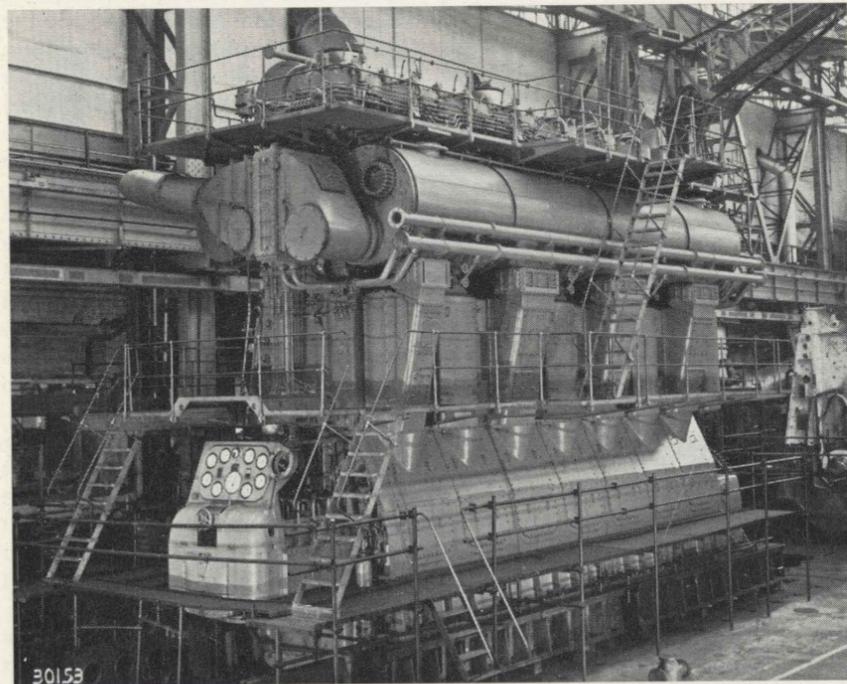


Fig. 4 - Motore a 2 tempi per la propulsione di navi mercantili della potenza di 10.500 Cv a 135 giri/min. Periodo di costruzione dal 1955 in avanti (Fiat G.M. tipo B 757 S).

possibile un lavaggio praticamente perfetto, con il minimo di portata e con perdite di carico relativamente basse. Inoltre il moto dell'aria in salita, regolare e spirale, favorisce la distribu-

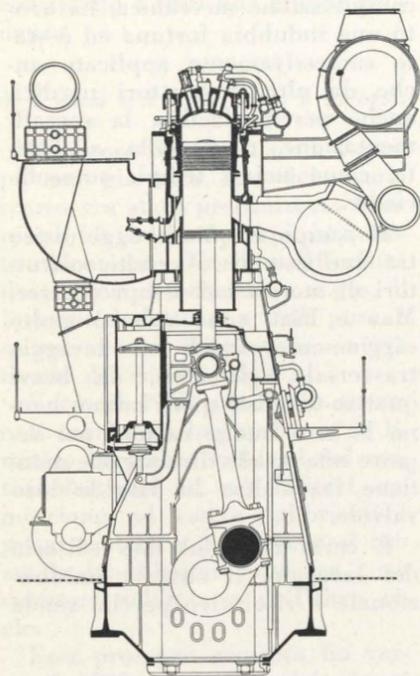


Fig. 9 - Sezione trasversale di un moderno motore lento di grande diametro. Fiat G.M. tipo B 750 S. Costruzione in corso.

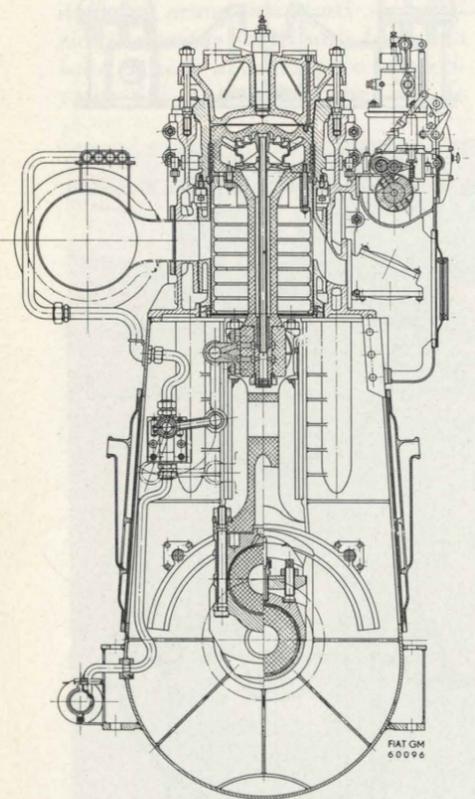


Fig. 10 - Sezione trasversale di un motore moderno di medio diametro e relativamente veloce. Fiat G.M. tipo MS409. Periodo di costruzione dal 1935 al 1950.

zione del velo di olio sulle camicie, e riduce perciò sensibilmente il consumo dell'olio.

Però la complicazione meccanica dovuta alla presenza del valvolone di scarico è molto notevole, la forma obbligata della camera di combustione risulta sempre piuttosto infelice e richiede l'uso di due o tre polverizzatori, la tenuta delle valvole, specie con l'uso delle scadentissime nafte da caldaia attuali, è compromessa già dopo 1000 ÷ 1500 ore di moto, e bisogna quindi smontarle e smigliarle.

Il valvolone e la sua sede, per quanto possano essere costruiti con i materiali più adatti e con la tecnica più raffinata oggi disponibile, lavorano già, con le prestazioni attuali dei motori a cui sono applicati, vicino al loro limite di ragionevole sicurezza e durata.

Chi costruisce i motori a lavaggio trasversale pensa perciò che il lieve aumento di diametro necessario per compensare la minor efficienza di lavaggio sia preferibile alla maggior complicazione meccanica ed alle maggiori spese di manutenzione proprie del lavaggio unidirezionale. Ritieni inoltre di possedere ancora, a differenza del concorrente, un buon

marginale per salire oltre nelle prestazioni, sia migliorando il rendimento del lavaggio trasversale, che è ancora probabilmente lontano dal suo optimum, sia caricando di più termicamente il motore, visto che in questo caso non deve fare i conti con la grossa palla al piede costituita dai limiti di temperatura imposti dal valvolone.

Ad ogni buon conto la concorrenza e le divergenze di opinioni sono, nel campo tecnico, l'anima del progresso, e quindi il procedere su due strade così diverse darà, speriamo, anche i suoi frutti positivi.

#### 5) Motori a semplice e a doppio effetto.

Al principio del secolo le difficoltà da sormontare erano tali e tante, già per i motori a semplice effetto, che per molti anni il motore a doppio effetto è stato considerato come una soluzione teoricamente possibile ma da differire, in pratica, a tempi migliori: per giunta il primo tentativo, fatto nel 1912 da un grande costruttore germanico, era miseramente fallito per una esplosione durante le prove in officina.

Bisogna arrivare al 1925 per veder riprendere questi esperimenti,

sia per i motori a 2 tempi che per quelli a 4 tempi, ma sono solo i costruttori dei 4 tempi che, per non abbandonare il campo delle massime potenze ai loro concorrenti dei 2 tempi, hanno il coraggio di passare ai fatti.

Nascono così quei mastodontici motori a 4 tempi a doppio effetto, con diametri fino a 840 mm, che devono la loro brevissima ed infelice vita sia alla loro straordinaria complicazione meccanica, sia alle loro dimensioni e alle loro soluzioni costruttive assolutamente al di fuori delle possibilità del momento.

L'esigenza di maggiori potenze unitarie si stava però facendo sentire anche nel campo dei motori a due tempi, e compaiono quindi verso il 1927 ÷ 1928 i primi motori a 2 tempi a doppio effetto, di diametro non superiore ai 750 mm e meccanicamente abbastanza semplici. Questi motori, costantemente migliorati fino al 1950, ebbero una discreta e non immeritata diffusione, almeno per quanto si riferisce a quelli classici a lavaggio trasversale: parecchi di questi sono ancora oggi in servizio anche su diverse motonavi italiane di alta classe, come il « Vulcania », il « Giulio Cesare » e l'« Augustus ».

Con l'avvento della sovralimentazione il motore a doppio effetto non ha più ragione di esistere: dal 1950 in avanti è completamente abbandonato, e credo che non se ne riparlerà mai più, l'avvenire essendo propizio solo a macchine sempre più semplici e di sempre più facile ed economica manutenzione.

#### 6) I manovellismi speciali.

Il sistema a due tempi a stantuffi contrapposti, che era già in uso in alcuni motori a gas, era stato riproposto dalla Junkers nei primi anni del secolo per uso marino, ma con nessun successo, perché, a parte ogni altra considerazione, il motore era troppo complicato e ingombrante (4).

Questo tipo di motore comincia

(4) Vedo nel già citato libro del Supino che un motore a doppi cilindri contrapposti disegnato da Junkers verso il 1910 per uso marino, a 3 cilindri Ø 400 con doppia corsa di 2 x 400 mm, e capace di sviluppare la potenza com-

ad avere diffusione e successo dal 1920 in avanti, soprattutto per opera di un noto costruttore inglese; finché le prestazioni e il numero di cilindri si mantengono entro limiti modesti il motore, ad onta della sua innata complicazione, si conquista una buona fama e piace a molti, specie tra i suoi connazionali. Forse perché il movimento all'aperto degli stantuffi superiori, la silenziosità di marcia, l'assenza di vibrazioni, ricordano loro le vecchie tradizionali motrici alternative a vapore.

Ma non appena, nel 1950, incomincia nel campo navale la nuova corsa verso potenze via via più elevate, questo tipo di motore non si sostiene più: il suo albero, per forza di cose debole e contorto, limita troppo il numero dei cilindri e la sua esagerata altezza limita ogni ulteriore aumento del diametro.

Nessuna fortuna hanno avuto mai i motori con stantuffi contrapposti a bielle incrociate, e scarsa diffusione quelli con stantuffi contrapposti ma con lo stantuffo superiore che, essendo mosso da grossi eccentrici ricavati sulle maschette dell'asse a manovella, ha una corsa molto ridotta e serve quindi solo da otturatore delle luci di scarico: è un compromesso che ha quasi tutti i difetti e pochi dei pregi del motore normale a stantuffi contrapposti di circa uguale corsa.

Sono in uso anche motori a stantuffi contrapposti comandati da due assi a manovella, uno in basso ed uno in alto e collegati fra di loro mediante un treno di ingranaggi. Sono macchine di costruzione americana, di dimensioni relativamente modeste, adoperate in genere per la trazione ferroviaria, in impianti fissi o in impianti navali con propulsione Diesel-elettrica.

#### 7) La sovralimentazione.

Il sistema di aumentare la potenza aumentando il peso di aria

pressiva di 300 Cv a 120 giri/min, raggiungeva la rispettabile altezza di oltre 8 metri, ed era un meraviglioso esempio di complicazione meccanica. Oggi, se è lecito il confronto, in tale altezza ed in tale lunghezza vi stanno 6 cilindri Ø 680 mm, in grado di sviluppare senza tante complicazioni 6300 Cv a 150 giri/min.

intrappolata nel cilindro alla fine della fase di aspirazione o di quella di lavaggio, non era affatto sfuggito ai primissimi costruttori, però, come si è già osservato, vi erano allora già troppe difficoltà da superare nei motori aspirati per poter seriamente cimentarsi anche in questa direzione (5).

D'altra parte i tempi erano troppo immaturi per tentare di accrescere in modo sensibile le prestazioni, forzatamente ridottissime, dei primi motori (6).

Bisogna quindi aspettare fin verso il 1925 per vedere riprendere questa idea nei motori a 2 tempi con lavaggio trasversale. Alcuni tentativi di sovralimentare il cilindro mediante una serie di feritoie supplementari (o di riempimento), messe ad un livello più alto di quelle di scarico, controllate da apposite valvole e alimentate da apposita pompa d'aria a pressione elevata, ebbero discreto successo in officina, ma poco in pratica.

Ebbe invece ed ha tuttora applicazione il sistema, assai più semplice anche se di minori pretese, di sfruttare la leggera differenza della pressione di lavaggio rispetto a quella di scarico, alzando un poco l'altezza delle luci di lavaggio, fornite di valvole automatiche di non ritorno, rispetto a quelle di scarico.

Nei motori a 4 tempi invece, il problema della sovralimentazione fu preso subito di petto, sempre con la speranza di contrastare la continua avanzata dei motori a 2 tempi nel campo delle potenze

(5) Junkers, con il suo motore a stantuffi contrapposti, aveva già verso il 1908 osservato che, strozzando lo scarico e facendo di conseguenza salire la pressione di lavaggio verso 0,7 ÷ 0,8 kg/cm<sup>2</sup>, il motore era in grado di sviluppare temporaneamente il 40 ÷ 45% in più della potenza.

(6) I due motori B. e W. della M/n « Selandia », motori che hanno fatto epoca perché la « Selandia » è stata la prima motonave messa e rimasta in servizio con successo per molti anni, erano delle macchine a 4 tempi 8 cilindri, Ø 530 mm, corsa 650 mm, e sviluppavano ciascuno la potenza di 1000 Cv a 140 giri/min.

Oggi un motore avente le stesse caratteristiche geometriche svilupperebbe circa 5300 Cv a 350 giri/min nell'edizione a 4 tempi, e circa 5500 Cv a 300 giri/min nell'edizione a 2 tempi.

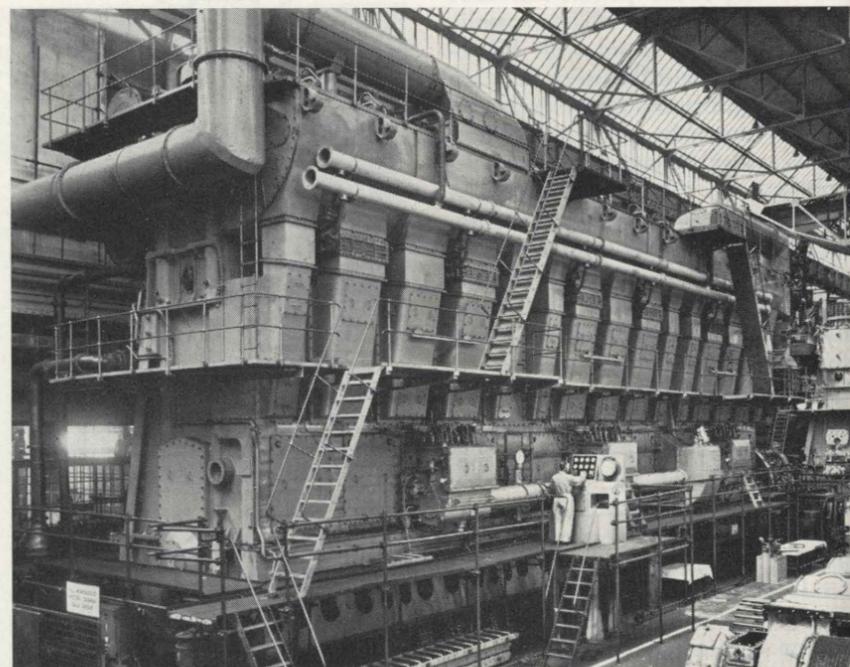


Fig. 11 - Motore di propulsione della M/c « C. Cameli » di 92.000 t, tipo Fiat 9012 S, 12 cilindri Ø 900 mm, corsa 1600 mm. Potenza normale continuativa 25.200 Cv a circa 122 giri/min. Potenza massima alle prove al banco circa 33.000 Cv effettivi. Anno di costruzione 1963.

maggiori. Comparvero così verso il 1920 dei motori a doppio riempimento, nei quali cioè la parte di sotto dello stantuffo faceva da pompa d'aria e perciò nelle due corse di ogni ciclo aspirava e comprimeva una cilindrata doppia d'aria, che veniva travasata, in fase di aspirazione, al rispettivo cilindro motore, dal quale era possibile ricavare perciò una potenza circa doppia.

Questi motori, la cui costruzione è proseguita fin verso il 1940, non hanno però mai avuto una grande diffusione perché, pieni com'erano di valvole automatiche e comandate, finivano di essere troppo complicati, di fastidiosa manutenzione e assolutamente inadatti a bruciare combustibili pesanti, in quanto le loro inevitabili morchie finivano ben presto di intasare tutte le valvole automatiche.

Intanto, tra il 1935 e il 1940, cominciano a uscire dalla fase sperimentale le prime turbosoffianti, sia a comando meccanico sia a gas di scarico, con le quali si riesce finalmente ad ottenere sui motori a 4 tempi degli incrementi nelle potenze intorno al 30 ÷ 35%, senza un sensibile aumento delle sollecitazioni termiche (7).

Assai più lenta e laboriosa è stata invece l'applicazione della sovralimentazione ai motori a 2 tempi, a cusa del maggior quantitativo di aria richiesto dal lavaggio, delle maggiori perdite di carico dovute al passaggio attraverso valvole e feritoie, della minore quantità di energia ricavabile dai gas per la loro temperatura più bassa. Bisogna arrivare alla fine del 1952 per vedere entrare in servizio i primi motori sovralimentati.

Ma, subito dopo, il recupero del tempo perso è stato, per i motori a 2 tempi, velocissimo, tanto che in pochi anni si è passati dal primitivo aumento nella potenza di circa il 30%, ai valori attuali, che si aggirano intorno al 100%

(7) Già nello scorso periodo bellico i motori dei numerosissimi sommergibili germanici, fabbricati da due costruttori diversi, ma tutti a 4 tempi e della stessa potenza ed ingombro, erano sovralimentati, quelli di un tipo, con soffiante a comando meccanico, quelli dell'altro, con turbosoffianti Brown Boveri.

della potenza ricavabile dal motore aspirato.

Nei motori a 4 tempi, che come si è già detto sono di natura più favoriti agli effetti della sovralimentazione, si sono avuti aumenti ancora più considerevoli, potendosi oggi contare, abbastanza correntemente, su delle pressioni medie effettive di 14 ÷ 15 kg/cm<sup>2</sup> contro i valori di 5,5 ÷ 6 del motore aspirato, con un guadagno quindi del 150%.

### 8) Sistemi di iniezione.

Verso il 1928 ÷ 1932 i motori di medio e grande diametro stavano, a mio avviso, per entrare nel periodo della loro maturità, ed avevano preso le forme e le caratteristiche costruttive che praticamente conservano tuttora.

Per uscire però definitivamente dal loro travagliato periodo di giovanile sviluppo, restava da risolvere un solo problema, che era già stato posto in partenza dallo stesso inventore, e cioè l'uso dell'iniezione meccanica.

Bisogna per la verità osservare che verso il 1930 l'iniezione pneumatica era completamente a punto e funzionava in modo perfetto: combustione ottima anche con le nafte scadenti, marcia dolce e silenziosa, aumento modestissimo delle pressioni durante la fase di combustione. Credo anzi che non vedremo mai più dei diagrammi di indicatore veramente a ciclo Diesel come erano quelli che si rilevano in quegli anni.

Il sistema aveva però, indubbiamente, quattro punti assai deboli, e cioè:

— l'eccessiva complicazione meccanica dovuta soprattutto alla presenza di un grosso compressore a tre stadi, che richiedeva, per buono che fosse, una continua e costosa manutenzione;

— il notevole assorbimento di lavoro da parte di tale compressore, assorbimento che in genere era compreso tra il 6 e l'8% del lavoro indicato del motore, e che si traduceva in un aumento circa equivalente dei consumi di combustibile;

— il fabbisogno di un gruppo di bombole di aria compressa caricate alla pressione di polve-

rizzazione, e cioè intorno ai 70 ÷ 80 kg/cmq, con i rischi che bombole, tubi e valvole funzionanti a tale pressione comportano inevitabilmente, e con il pericolo, durante eventuali manovre molto prolungate, di rimanere senz'aria di polverizzazione e di dover quindi fermare il motore;

— il peso, l'ingombro e il costo iniziale del grosso compressore e dei due compressori ausiliari di riserva per la ricarica delle bombole a motore fermo.

Da questo stato di cose nacquerò i molteplici, e per lungo tempo infruttuosi, tentativi di passare all'iniezione meccanica, infruttuosi sia per le molte difficoltà costruttive che occorreva superare per le pompe combustibile e per i polverizzatori, sia per la ricerca di forme di camera di combustione adatte al sistema.

Poi, come spesso avviene nelle cose di questo mondo, la soluzione è saltata fuori in modo rapido e generale; e difatti, dal 1932 in avanti, non solo non si fanno più motori a iniezione pneumatica, ma moltissimi dei vecchi vengono trasformati ad iniezione meccanica con vari e semplici artifici, il più diffuso dei quali era il sistema Archanloff con pompe comandate da un cilindro azionato dal gas prelevato dalla camera di combustione del relativo cilindro.

In generale l'iniezione meccanica è ottenuta mediante singole pompe, una per ogni cilindro, comandate in fase mediante un albero a camme; la regolazione della portata, e quindi del carico, è ottenuta mediante apposite valvole di deflusso. L'apertura dello spillo del polverizzatore è automatica. Fanno eccezione:

— il sistema Archanloff, nel quale l'istante di apertura dello spillo si ottiene o regolando il carico della molla del polverizzatore, col che si agisce naturalmente anche sulla pressione di inizio dell'iniezione, o facendo aprire meccanicamente lo spillo mediante apposito albero a camme;

— il sistema ad accumulatore di pressione, in uso fino a pochi anni fa nei noti motori inglesi a stantuffi contrapposti, ove la pompa combustibile era unica

per tutti i cilindri e la fase e la regolazione della portata erano ottenute comandando, con apposito asse a camme, l'apertura, l'alzata e la chiusura degli spilli dei polverizzatori.

### 9) I consumi di combustibile e di olio - L'uso delle nafte da caldaia - I recuperi di calore.

Il motore Diesel lento deve la sua fortuna attuale al suo basso consumo specifico di combustibile e alla sua attitudine a bruciare qualsiasi nafta da caldaia, anche la più scadente.

Inoltre, a differenza degli impianti a vapore, che quando sono fermi devono mantenere le caldaie in alimento e devono riscaldare le turbine qualche ora prima della partenza, il motore, quando è fermo, non consuma nulla, e quando si avvia non richiede, nemmeno volendo, il riscaldamento dell'acqua di refrigerazione, riscaldamento che a bordo è fatto del resto gratuitamente a spese dell'acqua calda di scarico dei motori ausiliari.

Sempre a differenza degli impianti a vapore, i consumi specifici variano assai poco al variare del carico, il che rende economica la marcia prolungata ad andature ridotte, imposte da certe condizioni di navigazione (mare agitato, acque ristrette, fiumi o canali), oppure ordinate di proposito per potere, con la riduzione della potenza e dei consumi, corrispondere a determinate condizioni di noleggiate.

Un buon motore consuma oggi, alla sua potenza normale continuativa e bruciando combustibile di buona qualità con potere calorifico inferiore di circa 10 000 Cal/kg, intorno ai 155 ÷ 160 g/Cvh, al lordo delle pompe acqua e olio. Con nafta da caldaia di qualità scadente, e quindi di più difficile combustione e con un potere calorifico più basso di circa 400 ÷ 500 Cal/kg, il consumo sale di 5 ÷ 6 g/Cvh.

Il consumo dei motori ad iniezione pneumatica, che era in origine, a pieno carico, intorno ai 200 g/Cvh, era gradatamente sceso a 170 ÷ 175 g/Cvh, e qui si era fermato praticamente dal 1920 al 1930.

L'ulteriore progresso che si è

ottenuto coi motori moderni, ad onta delle loro assai maggiori prestazioni tecniche, dipende per almeno 8 ÷ 10 g/Cvh dall'uso dell'iniezione meccanica e per il resto dai continui miglioramenti del lavaggio, dal passaggio dall'acqua all'olio come fluido di raffreddamento degli stantuffi, dall'uso di camere di combustione di forme più appropriate e con minori volumi morti.

La sovralimentazione ha invece influito abbastanza poco nei consumi alla potenza normale; ha invece appiattito la curva dei consumi, riducendo quelli relativi alle condizioni di sovraccarico. Qualche grammo di differenza in meno si nota invece abbastanza di frequente nei motori a 4 tempi di maggior diametro, e ciò è soprattutto dovuto al miglior rendimento del sistema di sovralimentazione ed al maggior grado di riempimento in aria fresca che caratterizza i motori a 4 tempi rispetto a quelli a 2, al crescere del rapporto: peso aria fresca/peso combustibile, migliorano infatti, sensibilmente, i consumi indicati.

Il consumo di olio, che nei motori aspirati a 2 tempi era rimasto fino a pochi anni fa stazionario sul valore, giudicato ottimo, di circa 1 g/Cvh alla potenza normale continuativa, è in fase di sensibile riduzione, tanto che nei motori attuali sovralimentati, pur essendo le prestazioni circa doppie, il consumo oscilla tra 0,4 e 0,7 g/Cvh.

Il consumo di olio è legato a filo doppio con l'usura delle camicie e delle fasce elastiche, e quindi è un argomento in cui occorre procedere con molta cautela.

Comunque, poiché il consumo di olio è una voce tutt'altro che trascurabile nel bilancio dei costi di esercizio di una nave, e poiché la feroce politica della lesina in vigore nel campo armatoriale non dà tregua a nessuno, i costruttori di motori e i produttori di olio sono oggi tutti al lavoro.

La mia opinione è che una ulteriore riduzione dei consumi attuali dipenda da due fattori, e cioè ulteriore progresso nell'efficacia del raffreddamento delle superfici di scorrimento delle camicie e delle fasce, e ulteriore progresso nella qualità degli olii per la lubrificazione, olii che sono tut-

ti fortemente additivati, specie allo scopo di neutralizzare l'azione corrosiva che i prodotti solforici provenienti dalla combustione delle nafte ad alto tenore di zolfo adatti provocherebbero a danno delle camicie e delle fasce.

Per quanto riguarda il combustibile, sono ormai di uso generale le nafte da caldaia, senza alcuna limitazione nella viscosità (che può arrivare anche a 3.000 Rdw a 50 °C) e nello zolfo, che può superare il 4%.

Siamo stati noi italiani che, a partire dal 1925, in pieno clima autarchico, abbiamo dovuto affrontare e risolvere questo problema, che è venuto poi a galla, drasticamente e su scala internazionale, dopo il 1945.

Anteguerra le nafte da caldaia erano però di qualità accettabile, non molto viscoso e con tenori di zolfo non superiori al 2%. Questo ha fatto sì che il problema non abbia presentato serie difficoltà fino a quando i motori erano del tipo ad iniezione pneumatica. In questo periodo bisognava solo cercare di migliorare ulteriormente il materiale delle camicie, in modo da tenerne bassi i consumi.

La situazione cambia in peggio col passaggio all'iniezione meccanica, perché non è stato facile evitare la formazione dei grossi baffi carboniosi che si depositavano sui fori degli iniettori e che spesso in poche ore rendevano la combustione pessima, e peggiora ancora di più dal 1945 in avanti, per il parallelo peggioramento della qualità delle nafte, molto più viscoso e con tenori di zolfo superiori al 4%.

Questo zolfo, trasformandosi nella combustione in acido solforico, corrodeva le camicie in modo inaccettabile, dando luogo ad usure enormi, fino a 1 mm per 1000 ore di moto.

Per fortuna in nostro soccorso sono venuti, proprio al momento buono, i produttori di olio con i primi olii anticorrosivi: il perfezionamento di tali olii è stato tale che oggi, anche con le peggiori qualità di nafta, i consumi delle camicie sono ritornati al livello di una volta, cioè intorno a 0,10 mm per 1000 ore di moto. Con olii recentissimi tale valore, già così basso, scende addirittura alla metà.

Un cenno va, brevissimo, ai ri-

cuperi di calore. Essi sono tre: il primo è quello elaborato dalla espansione adiabatica dei gas di scarico entro la turbina di sovrimentazione; il secondo, molto maggiore, è il calore recuperabile mediante apposita calderina a gas di scarico; il terzo è la quota parte di calore contenuta nell'acqua dolce di raffreddamento che può essere elaborata, in appositi distillatori, per produrre l'acqua dolce sufficiente a tutti gli usi di bordo.

Con una buona caldaia di scari-co, munita di surriscaldatore di vapore e di riscaldatore per l'acqua di alimento, e con una temperatura dei gas di scarico all'ingresso della caldaia intorno ai  $330 \div 340^\circ\text{C}$ , (temperature che sono ormai di ordinaria amministrazione specie nei motori di maggior diametro), la produzione di vapore alla pressione di circa  $10\text{ kg/cm}^2$  e alla temperatura di circa  $310^\circ$  si aggira intorno ai  $0,35 \div 0,40\text{ kg/Cv}$ . Detratto da questa produzione il piccolo consumo per il riscaldamento della nafta e per gli usi minori di bordo, il resto del vapore può essere utilizzato in un turboalternatore, con un ricavo in energia elettrica pari al  $2,5 \div 3\%$  della potenza del motore, cioè circa quanto occorre per azionare le elettropompe acqua, olio e nafta del motore.

Circa l'ultimo ricupero, quello fattibile con il distillatore, la resa in acqua distillata varia moltissimo da tipo a tipo di distillatore e dal grado più o meno elevato di assenza di sali nell'acqua distillata: in impianti normali la produzione si aggira intorno ai  $0,3\text{ litri/h}$  di acqua distillata per Cv di potenza del motore; ciò significa che nel caso, oggi normalissimo, di una nave con un motore di  $10.000\text{ Cv}$ , si può contare su una produzione giornaliera di circa  $70\text{ t}$  di acqua.

#### 10) La condotta, l'affidabilità di marcia e la manutenzione.

Il timore reverenziale che può colpire il visitatore di una moderna nave mercantile per le proporzioni insolite del motore di propulsione (fig. 11) e la complessità dei servizi ausiliari, può forse fargli nascere anche il dubbio che la condotta di tutto ciò possa essere difficile e complicata.

In realtà non è affatto così, perché questi giganti della meccanica, ed i loro ausiliari, sono invece di docilissima, facile e sicura conduzione. Basta naturalmente che non manchi l'olio, l'acqua e il combustibile e questi motori funzionano per giorni e giorni con regolarità assoluta, senza bisogno di interventi e di regolazioni di sorta: con pochi giri del volante del combustibile variano le loro velocità, dal minimo al massimo ed in pochi secondi, e con il movimento di una sola levetta, si eseguono le manovre di arresto e di messa in moto nei due sensi considerati.

In fase di avviamento basta un mezzo giro ad aria del motore perché le accensioni si susseguano regolari e silenziose. In caso di emergenza, con nave abbrivata a tutta forza avanti, l'arresto e l'inversione del moto avvengono in poche decine di secondi.

Gli apparecchi automatici di allarme e di arresto, e soprattutto l'automazione, stanno facendo definitivamente scomparire la figura del macchinista, in piedi per ore davanti al banco di manovra di un motore o di un quadro elettrico, e quella non meno caratteristica dei suoi aiutanti, in continuo movimento per controllare i macchinari ausiliari e le decine di manometri e di termometri seminati un po' dappertutto nel locale macchine.

Un solo uomo, seduto in poltrona in una accogliente centrale di comando macchine, basta a predisporre gli ordini, seguirne l'esecuzione e a percepire, attraverso i dispositivi di controllo, di preallarme e di allarme, qualunque informazione circa le condizioni di funzionamento di qualsiasi componente del sistema. Queste informazioni sono inoltre molto più numerose, precise e tempestive di quelle ricavabili con il vecchio sistema della guardia in macchina.

L'affidabilità di marcia di un motore lento, o, ciò che è lo stesso, la sua sicurezza di manovra e di esercizio, sono, da molti anni, praticamente assoluti: i casi di piccole avarie che comportino l'arresto del motore in navigazione sono estremamente rari, e quelli di avaria grave così pochi da risultare, dalle statistiche annuali degli Istituti di Classifica e degli

Assicuratori, addirittura minori di quelli dei più grossi e moderni impianti di propulsione a vapore.

Il discorso è un po' meno roseo per quel che riguarda la manutenzione, perché nei motori marini ci troviamo di fronte a dei periodi di utilizzazione eccezionali: le navi, dati i rapidissimi mezzi di carico e di scarico, sostano nei porti da poche ore a qualche giorno e si fermano, per bacino e lavori allo scafo, una volta all'anno e per una settimana al massimo.

Periodi di  $7500 \div 8000$  ore di moto all'anno (dall'85 al 92% del tempo disponibile) sono ormai comuni per i motori di propulsione, mentre il tempo disponibile per la loro manutenzione è minimo e per giunta, salvo la settimana di fermata per i lavori di scafo e bacino, è suddiviso in periodi troppo corti per poter essere sfruttato bene.

Per risolvere questo problema non c'è altro sistema che fare delle macchine estremamente adatte a questo genere di servizio: solide, semplici e facilmente accessibili, munite in partenza di tutti quegli accorgimenti e dotate di tutte quelle attrezzature che rendano spediti i lavori di manutenzione.

Bisogna, soprattutto, che gli organi soggetti ad inevitabile usura o a sporcamento siano in grado di accettare intervalli di visita di  $7500 \div 8000$  ore di moto, in modo da poterli visitare di regola una volta all'anno, durante la settimana della sosta per bacino, e che il consumo delle camicie sia così basso da farle durare dalle 40 alle 50.000 ore di moto, perché il ricambio delle camicie è una delle spese maggiori.

In queste condizioni, che sono in generale realizzabili nei motori più moderni, il costo della manutenzione è realmente basso: se la manutenzione è fatta con una ragionevole larghezza, come cerchiamo di fare per i motori di cui gestiamo a forfait la manutenzione, la spesa, mano d'opera, materiale e rischio compresi, si aggira intorno ai 2,5 dollari all'anno per Cv; se invece è fatta dall'Armatore in economia, cercando di tirare la corda, utilizzando al massimo il personale di bordo e correndo di conseguenza qualche rischio, il costo può scendere anche al di sotto dei due dollari.

#### 11) Vibrazioni e rumori.

La marcia dei vecchissimi motori, lenti, massicci e poco caricati com'erano, mi ha sempre fatto molta impressione, proprio per la sua straordinaria silenziosità e assenza di vibrazioni.

Per molti anni, in pratica fino al 1930, i costruttori erano del resto sornioni di qualsiasi preciso metodo di calcolo e di qualsiasi strumentazione per lo studio preventivo ed il rilievo delle tre specie di vibrazioni che possono affliggere il motore. Esse sono le vibrazioni torsionali e assiali dell'albero a manovella e della relativa linea d'assi, e le vibrazioni trasversali della sua incastellatura.

Per anni ed anni i costruttori si sono perciò affidati alla loro buona stella, e se le cose andavano male, un po' per tentativi un po' per intuito cercavano di rimediare.

Mi ricordo ancora di una serie di motori a 4 cilindri  $\varnothing 750$ , costruiti nel periodo 1926-1928, i quali, proprio alla loro velocità normale di esercizio di circa 95 giri, entravano in risonanza, oscillando, all'altezza delle testate cilindro, di oltre 10 mm. Per fortuna fu possibile ancorare la parte alta del motore allo scafo con dei solidi puntelli orizzontali: il sistema è in uso ancor oggi nei motori moderni per le vibrazioni minori o residue, le maggiori essendo evitabili già in fase di progettazione col calcolo.

Una seconda serie quasi contemporanea di motori dello stesso diametro, ma ad 8 cilindri, nascondeva invece nel suo seno una critica torsionale che raggiungeva il suo massimo ad una ventina di giri al di sopra della velocità di esercizio: dopo circa qualche anno di regolare esercizio tutti e quattro gli alberi a manovella si incrinavano a pochissimi mesi di distanza l'uno dall'altro. Il motivo era che, col mare cattivo e con i regolatori di sicurezza a scatto, allora di uso generale e disgraziatamente assai poco sensibili e precisi, i motori andavano su di giri e qualche volta, e forse solo per qualche secondo, cadevano proprio nella critica, senza che nessuno se ne rendesse conto, perché gli scuotimenti e le vibrazioni che ne conseguivano erano attribuiti al brusco in-

tervento del regolatore e all'immersione irregolare dell'elica.

Scoperta la causa, con uno dei primi famosi torsioografi costruiti dal Geiger, riparati gli alberi e montato un regolatore di sicurezza centrifugo, il pericolo scomparve del tutto.

La situazione è oggi completamente diversa, perché le vibrazioni torsionali e assiali degli alberi, e quelle trasversali dell'incastellatura, sono prevedibili col calcolo in modo esatto, e agendo opportunamente sulle dimensioni degli alberi, sulle masse rotanti e sul cassetamento dei cilindri, nel caso delle torsionali e assiali, e sul cassetamento dei cilindri e sul bilanciamento dell'albero nel caso delle trasversali, si riesce sempre a dominarle.

Non è necessario mai ricorrere, per le torsionali, a degli smorzatori, che date le dimensioni, diverrebbero troppo costosi; si usa invece, quando occorre, un semplicissimo smorzatore ad olio per le assiali, e il vecchio sistema dei puntelli per le oscillazioni trasversali dell'incastellatura.

Circa il rumore, siamo passati oggi dalle basse frequenze, caratteristiche dei motori aspirati perché dovute all'aspirazione delle pompe aria, alle alte frequenze, dovute al sibilo di aspirazione del compressore delle turbosoffianti.

Il primo tipo di rumore, pur essendo in sé poco fastidioso, era udibile su tutta la nave e dava perciò noia a tutti, il secondo è assai più fastidioso, ma resta però fortunatamente circoscritto al locale macchine.

Per eliminare il primo non c'è altro sistema che l'uso di un grandissimo silenziatore, che abbiamo applicato una sola volta, per la verità con esito risolutivo, nel caso di un grosso motore industriale sistemato in una zona cittadina.

Per eliminare il secondo bisognerebbe adoperare dei filtri di aria aventi una maggiore capacità di assorbimento ed isolare acusticamente le soffianti, i tubi e i serbatoi di lavaggio, il che non è né facile né economico, per cui vediamo che tutti lasciano le cose come stanno.

D'altra parte, con l'automazione, i locali macchina finiranno nel prossimo futuro di restare pratica-

mente disabitati, quindi anche il problema del rumore in macchina finirà di passare in seconda linea.

#### 12) Cosa ci preparerà il prossimo futuro.

Mi limiterò alle brevi distanze, perché se è sempre difficile essere buoni profeti, mi sono reso conto, per ormai lunga esperienza, che è difficilissimo penetrare nel futuro di quegli speciali meccanismi animati che sono i motori.

Per esempio, chi avrebbe mai pensato 20 anni fa che la sovrimentazione ne avrebbe raddoppiato la potenza, e soltanto 7 o 8 anni fa che il diametro, fermo da sei buoni lustri sul massimo dei 750 mm, avrebbe quasi all'improvviso fatto un formidabile balzo in avanti, passando agli attuali 900 mm e ai prossimi, già programmati, 1050 mm?

La più facile previsione da fare, perché è già in atto, è che bisognerà pensare senza indugi a motori con potenze massime continue intorno ai  $2800 \div 3000\text{ Cv/cil}$ , in modo da disporre di unità fino a  $34 \div 36.000\text{ Cv}$ , quali saranno richieste dalle più grandi navi di prevedibile impiego (sulle  $150 \div 180.000\text{ t}$ ).

Questi motori ci daranno anche la possibilità, fra i 18 e i 24.000 Cv, di offrire dei motori con 6-7-8 cilindri, cioè dei motori con pochi cilindri che sono preferiti perché richiedono un locale macchine più corto e perché la loro manutenzione è più economica (le spese e le perdite di tempo sono infatti più in funzione del numero dei cilindri che delle loro dimensioni).

Assai più difficile è il rispondere invece alla domanda: come si salirà a questi valori di potenza? Si agirà solo sul diametro e la corsa, come hanno già in programma di fare due noti costruttori, oppure qualcuno si fermerà sugli attuali diametri intorno ai 900 mm e aumenterà soltanto il grado di sovrimentazione, e quindi le pressioni medie, oppure ci sarà chi farà una cosa e l'altra insieme?

A mio parere, e limitatamente ai soli motori a lavaggio trasversale, per i quali ho effettiva e diretta esperienza, direi che la strada migliore da seguire è la terza. Infatti penso che il salire con le dimensioni sia un po' come il pro-

cedere in un campo minato, tali e tante sono le difficoltà termiche e costruttive, note ed ignote, che si dovranno per forza superare e che crescono molto rapidamente al crescere del diametro.

Inoltre, pensando ai lavori di manutenzione, è ovvio che da un certo diametro in su le dimensioni dei pezzi da maneggiare cominciano ad essere sproporzionate ai nostri mezzi manuali, il che richiederà, anche per i più semplici lavori di ordinaria manutenzione (pulizia e controllo delle pompe, dei polverizzatori, delle valvole, maneggio delle fasce elastiche, di tubazioni, ecc.) l'uso di apparecchi di sollevamento e di chiavi ed attrezzi a loro volta non maneggevoli.

Tutto ciò comporterà lentezza, perdite di tempo e spreco di mano d'opera, mentre è inevitabile che il tempo a disposizione sarà sempre più breve ed il personale sempre meno volenteroso.

È vero che l'aumento della sovralimentazione e della pressione media ha le sue incognite, tanto più che da un certo momento in poi avremo finito di sfruttare i notevoli margini che i vecchi motori aspirati hanno dimostrato di possedere, in parte a nostra stessa insaputa, ma a mio parere restano ancora parecchie strade su cui il cammino può proseguire in avanti. Esse sono quelle:

- dell'ulteriore miglioramento delle turbosoffianti, del lavaggio, e del raffreddamento delle camicie e degli stantuffi;
- dell'ulteriore incremento del rendimento termico, per esempio riducendo il periodo di iniezione (cosa che sta già facendo un noto costruttore tedesco, che ha riesumato il sistema Archanloff debitamente perfezionato);
- del lavoro associato con i produttori di olio per riuscire ad ottenere degli olii più resistenti alle più alte temperature e pressioni.

Credo che agendo in queste direzioni, ed in altre minori, si possa, con una certa sollecitudine, portare la pressione media effettivamente sfruttabile nelle condizioni di

funzionamento continuativo verso i 10 kg/cm<sup>2</sup>.

Non credo invece che il prossimo futuro influenzerà sensibilmente il disegno generale dei motori: forme e materiali, metodi di lavorazione e di montaggio, hanno ormai una così radicata tradizione e una così consolidata esperienza, e rispondono così bene ai loro scopi che sarebbe oltre tutto poco prudente, proprio su delle macchine così impegnative, cercare del nuovo.

Facile invece prevedere la massima e rapida estensione dell'automazione, tanto più che il motore e i suoi ausiliari si prestano benissimo, per la loro naturale semplicità, ad essere automatizzati con una spesa relativamente modesta e con un grande risparmio nel personale.

Altrettanto facile prevedere un ulteriore aumento dei diametri dei motori a 4 tempi con stantuffi tuffanti, fin verso i diametri di 500 ÷ 550 mm. Questi motori, relativamente economici ed assai bassi, si presteranno in modo ideale per la propulsione delle ormai numerose navi traghetto per autoveicoli, navi sulle quali, appunto per la presenza di un ponte di carico vicinissimo alla linea di galleggiamento, l'altezza del sottostante locale macchine è assai ridotta.

È probabile invece che l'uso degli apparati motori multipli, con trasmissione ad ingranaggi o trasmissione elettrica, seguiti ad essere limitato a casi particolari, pur possedendo questi apparati parecchie buone qualità. Essi per esempio permetterebbero di eseguire la manutenzione dei motori durante la navigazione, fermandoli uno per volta e sfruttando il personale di macchina, che non potrà mai scendere, per ovvii motivi sindacali e di emergenza, al di sotto di un certo livello numerico, e che finirebbe quindi, per effetto dell'automazione, di restare altrimenti inoperoso.

L'uso di questi motori è ostacolato infatti dal maggior costo iniziale, dalla minore sicurezza di esercizio per via del macchinario elettrico, dei giunti e dei riduttori, e soprattutto dal maggior consumo di combustibile e di olio e

dalla scarsa attitudine che hanno i motori di diametro intermedio a 2 e specie a 4 tempi a bruciare le nafte da caldaia troppo scadenti.

In conclusione, in campo navale, seguirà a mio avviso il dominio incontrastato dei motori di grande e grandissimo diametro. Avremo un ulteriore aumento delle potenze e vedremo degli ulteriori, anche se non rilevanti, perfezionamenti nella sovralimentazione, nel lavaggio e nel raffreddamento, mentre progressi di maggior rilievo sono da attendersi nella qualità degli olii per la lubrificazione.

Poche le novità nel disegno che non siano quelle rivolte ad ottenere delle nuove riduzioni nei costi di produzione, perché sempre più feroce sarà la già ferocissima concorrenza, su scala internazionale, esistente nel campo delle costruzioni navali.

Come tutti sanno, il primato di produzione, che era stato sempre detenuto dai cantieri inglesi, è passato nelle mani dei giapponesi, che hanno distanziato in modo rapido e impressionante i cantieri europei, gli U.S.A., essendo sempre stati, in questo settore, in una posizione non concorrenziale.

I cantieri e i costruttori italiani di macchine navali dovranno quindi raccogliere, organizzare e spingere avanti con la massima energia le loro iniziative tecniche e commerciali e i loro mezzi produttivi, in modo da conservare, e possibilmente incrementare, la tradizionale, alta reputazione di cui hanno finora goduto le nostre costruzioni navali, e favorire l'ulteriore sviluppo qualitativo e quantitativo della nostra flotta mercantile.

Questa attività sarà, non solo dal lato produttivo, ma anche dal lato puramente tecnico e di ricerca applicata, uno degli obiettivi di maggiore importanza e di maggiore prestigio che attende l'Italia di domani: l'esempio del Giappone è, a questo riguardo, non solo sintomatico ma eccitante, ed auguriamoci quindi di riuscire nell'intento.

Severo Filippini Fantoni  
Direttore Fiat  
Stabilimento Grandi Motori

## Rilievi sulla formazione di ghiaccio nei carburatori per autoveicoli

SALVATORE CALANDRINO ed EMILIO CUPPINI nella presente relazione riportano alcuni risultati di indagini sulla formazione di ghiaccio nei carburatori per autoveicoli effettuate dal Reparto Esperienze della S.p.A. EDOARDO WEBER. Lo scopo iniziale delle prove era quello di accertare la sensibilità di vari modelli di carburatori alla formazione di ghiaccio, ma successivamente le prove sono state estese al controllo del comportamento dei carburanti al variare delle caratteristiche fondamentali. Queste indagini non hanno carattere di novità assoluta, in quanto prove analoghe sono già state eseguite in diversi Laboratori europei ed americani, ma si ritiene che siano le prime effettuate in Italia su carburatori per autoveicoli. Con l'occasione, in base alle esperienze dirette e ai risultati da altri ottenuti, si cerca di illustrare in maniera semplice il fenomeno della formazione del ghiaccio nei carburatori, il suo modo di manifestarsi, le apparecchiature e i metodi di prova utilizzati e i rimedi che vengono adottati, dal punto di vista chimico e da quello motoristico, per ridurre questo inconveniente.

### PARTE I

#### FORMAZIONE DEL GHIACCIO NEI CARBURATORI

##### a) MANIFESTAZIONE E CONSEGUENZE DELLA FORMAZIONE DEL GHIACCIO.

In particolari condizioni atmosferiche, cioè con temperature oscillanti attorno allo zero o poco superiori e con umidità relativa dell'aria molto elevata o addirittura in presenza di nebbia, condizioni che si verificano con una certa frequenza in inverno e nel tardo autunno particolarmente nell'Italia settentrionale, la marcia di un veicolo può presentare irregolarità e perfino arresti, che si verificano in due condizioni fondamentali di funzionamento:

— *Marcia in città:* il fenomeno della formazione di ghiaccio si manifesta con frequenti arresti del motore, specialmente alle fermate ai semafori ed ai passaggi pedonali, particolarmente durante la fase di messa in efficienza del veicolo, cioè durante il periodo successivo all'avviamento, nel quale il motore raggiunge la temperatura di regime.

Questo inconveniente è principalmente dovuto alla formazione di uno spessore di ghiaccio sul bordo della farfalla del carbura-

tore e sulla corrispondente parete del condotto del carburatore, che impedisce al motore di funzionare al minimo: esso viene definito « *stalling* » con termine tecnico americano.

— *Marcia su strada aperta:* in questo caso il fenomeno della formazione di ghiaccio si manifesta con una progressiva perdita di velocità del veicolo, anche con pedale acceleratore premuto a fondo, ed è dovuto alla formazione di un accumulo di ghiaccio nella zona di carburazione, cioè nel diffusore e soprattutto in corrispondenza degli orifici di uscita del carburante nel condotto del carburatore che provoca un « *soffocamento* » del motore, cioè una perdita di potenza, dovuto alla riduzione della sezione di passaggio dell'aria aspirata, con conseguente eccessivo arricchimento della miscela, tale da giungere a provocare perfino l'arresto del veicolo.

Altri fenomeni secondari dovuti alla formazione di ghiaccio, che influiscono sul funzionamento del motore, sono:

— *Otturazione del dispositivo di ricircolo dei gas del basamento (blow-by),* e particolarmente in quelli in cui i gas vengono convogliati nel diffusore del

carburatore, può verificarsi che i vapori di acqua provenienti dal basamento vengano condensati e tramutati in ghiaccio in corrispondenza dell'orificio di uscita.

Questo accumulo di ghiaccio provoca l'otturazione dell'orificio, con interruzione temporanea di ricircolo e conseguente aumento di pressione nel basamento, che può determinare la fuoriuscita di olio lubrificante attraverso le tenute dell'albero motore, particolarmente in veicoli in non più perfette condizioni.

La adozione del ricircolo dei gas del basamento provoca, comunque venga effettuato, una immissione di vapori di acqua nel carburatore, che vengono, in determinate condizioni, ad esaltare il fenomeno della formazione di ghiaccio.

— *Anormale funzionamento del dispositivo di avviamento (starter) del carburatore:* può accadere che a motore avviato a freddo, e quindi ancora marciante con dispositivo di avviamento inserito, si verifichi la formazione di ghiaccio sulla sede della valvola del dispositivo di avviamento, o sulla farfalla principale del carburatore, nel caso di dispositivi a farfalla di strozzamento, con conseguente funzionamento irregolare o arresto della marcia del mo-

tore durante la fase di riscaldamento.

Sia nel caso dello «stalling» e del «soffocamento» che in quello di formazione di ghiaccio nel dispositivo di ricircolo dei gas del basamento e nel dispositivo di avviamento, è sufficiente attendere qualche istante a motore fermo perché il ghiaccio formatosi possa sciogliersi per effetto del calore del vano motore: il motore si trova quindi nuovamente in condizioni normali di funzionamento, salvo il ripresentarsi dei fenomeni dopo un certo tempo, qualora permangano le condizioni critiche per la formazione del ghiaccio.

#### b) CONDIZIONI PER LE QUALI SI VERIFICA LA FORMAZIONE DI GHIACCIO.

Vengono ora brevemente illustrati i fenomeni e le condizioni che determinano la formazione del ghiaccio nel carburatore, ghiaccio dovuto alla bassa temperatura ed alla presenza di umidità nell'aria aspirata dal motore e che attraversa il carburatore.

— *Espansione dell'aria attraverso le zone ristrette del carburatore:* come è noto, l'aria aspirata dal motore subisce un aumento di velocità nella sezione ristretta del diffusore, particolarmente accentuato nel funzionamento a farfalla completamente aperta, e, nel funzionamento a farfalla parzialmente chiusa, nella zona controllata dalla farfalla stessa, con successivo rallentamento nelle zone a valle di suddette strozzature.

Si verifica, pertanto, un abbassamento della temperatura dell'aria dell'ordine di qualche grado, dipendente soprattutto dalle condizioni di funzionamento.

— *Vaporizzazione del carburante nel condotto del carburatore:* nettamente preponderante per l'abbassamento della temperatu-

ra è invece il fenomeno della vaporizzazione del carburante, che esce dagli orifizi del carburatore e si mescola con l'aria aspirata, frantumandosi in minute goccioline che a contatto con l'aria tendono a vaporizzarsi più o meno rapidamente e completamente, a seconda delle caratteristiche di volatilità del carburante.

Esperienze pratiche effettuate hanno indicato che la evaporazione del carburante, avvenendo con sottrazione di calore all'ambiente circostante (pareti del carburatore e aria aspirata), provoca nella miscela aria-carburante un abbassamento di temperatura dell'ordine di  $10 \div 18^\circ\text{C}$ , a seconda delle condizioni di funzionamento, delle sezioni del carburatore che vengono considerate e delle caratteristiche del carburante.

Tenendo presente sia l'abbassamento di temperatura dovuto all'aumento di velocità nelle zone ristrette che quello dovuto alla evaporazione del carburante, si può in linea di massima ritenere che l'aria passando attraverso il carburatore venga a subire un abbassamento medio di temperatura dell'ordine di  $15^\circ\text{C}$ .

È evidente quindi che se l'aria all'imbocco del carburatore si trova già a temperatura sufficientemente bassa, passando attraverso il carburatore subisce una diminuzione di temperatura tale da portarsi molto al di sotto di  $0^\circ\text{C}$ .

In queste condizioni, con l'ab-

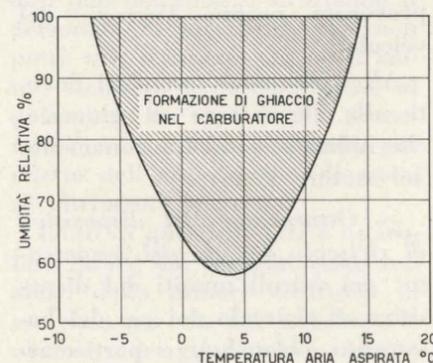


Fig. 1 - Campo critico per la formazione del ghiaccio.

bassarsi della temperatura, il vapore d'acqua condensa e si deposita sotto forma di ghiaccio nei punti più freddi, cioè nei punti in cui maggiormente si fa sentire la evaporazione del carburante.

La fig. 1 rappresenta le condizioni climatiche critiche per la formazione di ghiaccio relative ad un tipo di carburante e di installazione in vettura.

#### FATTORI CHE INFLUENZANO IL FENOMENO DELLA FORMAZIONE DI GHIACCIO

Esaminate le cause della formazione del ghiaccio nel carburatore, vengono ora considerati i fattori che influenzano il fenomeno e ne variano l'importanza e la rapidità.

##### a) CARATTERISTICHE DEI CARBURANTI.

###### *Curva di distillazione*

La curva di distillazione può fornire interessanti indicazioni sul comportamento di un combustibile riguardo alla formazione del ghiaccio.

A seconda dei vari sperimentatori vengono considerati parametri particolari per individuare la tendenza a dare la formazione di ghiaccio. Alcuni sperimentatori fanno riferimento al punto 50% della curva di distillazione, cioè all' temperatura alla quale distilla il 50% del carburante preso in esame, per cui valori di temperatura bassi corrispondenti appunto al 50% indicano una tendenza maggiore a provocare formazione di ghiaccio.

Altri sperimentatori preferiscono prendere in considerazione la percentuale di distillato a  $100^\circ\text{C}$  e la tendenza alla formazione di ghiaccio viene indicata dalla percentuale di evaporato a detta temperatura: si considera che un carburante abbia tendenza a formare ghiaccio se a  $100^\circ\text{C}$

distilla una percentuale superiore a 50.

Si può ritenere quindi che carburanti molto volatili avranno una tendenza elevata alla formazione del ghiaccio e presentano a  $100^\circ\text{C}$  una percentuale di evaporato superiore a 50 od una temperatura decisamente bassa del punto al 50%.

##### *Tensione di vapore*

Viene di solito espressa come «Reid Vapour Pressure» (RVP) ed è uno degli indici di volatilità di un carburante.

La temperatura a cui viene effettuata la prova è di  $37,8^\circ\text{C} = 100^\circ\text{F}$  ed è idonea a definire la volatilità agli effetti dello stoccaggio, dei travasi e della formazione di bolle di vapore nei circuiti di alimentazione, ma non certo a definire la volatilità di un carburante nel suo insieme.

Naturalmente in mancanza di parametri della curva di distillazione ci si riferisce alla Tensione di vapore Reid.

##### *Calore latente di vaporizzazione*

Prove effettuate in Germania con idrocarburi puri aventi calori di vaporizzazione da 80 a oltre 200 Kcal/Kg hanno mostrato la scarsa influenza delle variazioni di questo parametro agli effetti dell'abbassamento di temperatura all'interno del carburatore.

##### *Provvedimenti per ridurre la formazione di ghiaccio.*

Le caratteristiche dei carburanti ubbidiscono ad esigenze produttive e commerciali, ma entro determinati limiti queste caratteristiche possono essere corrette sia imponendo opportune curve di distillazione cioè producendo carburanti aventi intrinsecamente determinate caratteristiche anti-ghiaccio, sia aggiungendo ai carburanti stessi opportuni additivi capaci di ridurre o impedire il fenomeno della formazione di ghiaccio.

Questi additivi possono essere

ad azione superficiale, del tipo cioè che aderendo alla superficie del condotto del carburatore o alla relativa farfalla, impediscono la formazione del ghiaccio o ne limitano l'accumulo, oppure agiscono direttamente sul vapore d'acqua contenuto nell'aria aspirata, in modo da abbassare il punto crioscopico della miscela.

##### b) CARATTERISTICHE DEL CARBURATORE.

Anche le caratteristiche strutturali e funzionali del carburatore costituiscono un elemento fondamentale per la formazione del ghiaccio.

Infatti la massa del carburatore, lo spessore delle pareti dei condotti, il profilo e la lunghezza del diffusore e del condotto stesso determinano l'andamento dello scambio di calore con l'esterno.

Queste caratteristiche influenzano però non fondamentalmente il fenomeno della formazione di ghiaccio in quanto detto fenomeno dipende essenzialmente dal sistema di erogazione del carburante nel condotto del carburatore.

Infatti i dispositivi erogatori debbono poter fornire una polverizzazione ed una miscelazione del carburante con l'aria aspirata nel condotto del carburatore la più elevata possibile, ma nel contempo non debbono presentare punti critici per l'accumularsi del ghiaccio.

Non si ritiene il caso di scendere in dettagli costruttivi particolari, ma a titolo di esempio si può citare il caso di carburatori particolarmente sensibili alla formazione di ghiaccio del diffusore, che sono stati nettamente migliorati con varianti anche modeste al sistema di erogazione del carburante.

##### c) INSTALLAZIONE DEL CARBURATORE.

Il manifestarsi del fenomeno della formazione del ghiaccio può evidentemente essere esaltato o ridotto dalle condizioni di installazione del carburante sul veicolo, per cui può accadere che un modello di carburatore, che su determinati tipi di vettura non ha mai dato luogo a fenomeni apprezzabili di formazione di ghiaccio, su altri veicoli presenti in maniera sensibile l'inconveniente.

Il comportamento del carburatore rispetto alla formazione di ghiaccio dipende infatti dalle condizioni di temperatura del vano motore, dalla temperatura dell'aria che lo investe, dalla temperatura dell'aria aspirata del motore, dalla possibilità di ricevere calore per conduzione attraverso il collettore di aspirazione, che a sua volta può essere riscaldato dall'acqua di raffreddamento del motore o attraverso un punto di contatto con il collettore di scarico.

In casi particolari il carburatore può venire direttamente riscaldato, facendo circolare l'acqua di raffreddamento del motore in una zona del condotto o dello zoccolo porta-farfalla in prossimità dei fori di alimentazione del minimo allo scopo di eliminare l'inconveniente dello «stalling»; oppu-

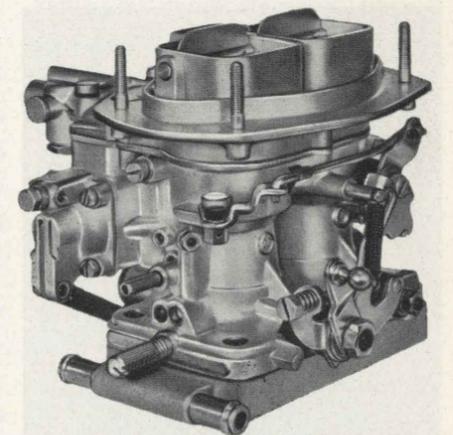


Fig. 2 - Carburatore Weber con controflangia nella quale viene fatta circolare l'acqua di raffreddamento del motore.

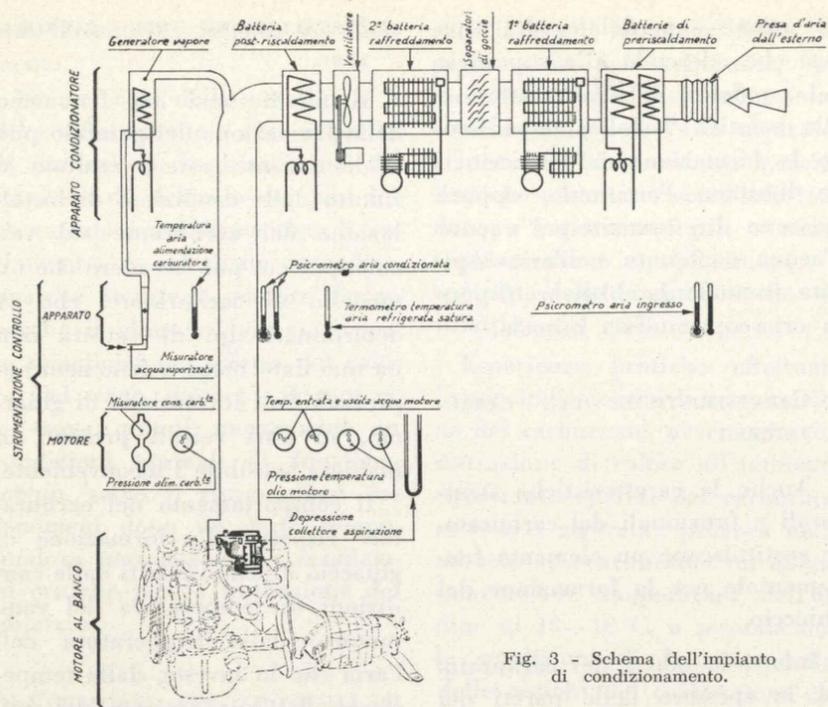


Fig. 3 - Schema dell'impianto di condizionamento.

PARTE II

APPARECCHIATURA E METODI DI PROVA

Descrizione dell'apparecchiatura

Da parte del Reparto Esperienze della WEBER è stata costruita un'apparecchiatura di condizionamento realizzata secondo lo schema di fig. 3, in grado di fornire 400 mc/h d'aria a 0°C con grado di umidità variabile a piacere fino al 100% e oltre, con aggiunta di vapore.

Detta apparecchiatura è costituita da (figg. 3, 4 e 5):

a) un condotto di prelievo di aria all'esterno della cella di prova onde contenere le escursioni termiche;

b) due batterie di riscaldamento a resistenze elettriche, una di 2 KW e una della potenza massima di 4 KW da alimentarsi con tensione variabile mediante un « Variac » da 0 a 220 Volt, onde mantenere all'ingresso delle batterie refrigeranti una temperatura costante;

c) un filtro in fibra di vetro tipo AIR FLOSS;

d) una batteria di raffreddamento della potenzialità di 2.600 frigorie/h;

e) un separatore di gocce a labirinto per eliminare l'acqua di condensa dopo il primo raffreddamento;

f) una batteria di raffreddamento della potenzialità di 3500 cal/h;

g) un elettroventilatore centrifugo della portata di 400 mc/h;

h) un gruppo di resistenze elettriche di post-riscaldamento alimentato a tensione variabile, della potenza massima di 0,5 KW, al fine di regolare il grado igrometrico dell'aria;

i) bollitore per la produzione di vapore in grado di vaporizzare Kg 1,250 di acqua all'ora, per ottenere miscela d'aria soprassatura di vapore;

l) manichetta di alimentazione costituita da un tubo flessibile di feltro e gomma per addurre l'aria condizionata ad una cuffia che copre il carburatore.

Si è impiegato per le prove un motore Fiat modello 1300 installato al freno, con controllo delle temperature dell'acqua di raffreddamento del motore mediante valvole motorizzate con comando modulato Honeywell e con la normale strumentazione per il controllo del motore.

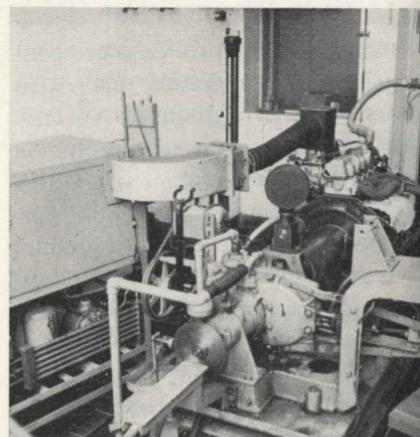


Fig. 5 - Impianto di condizionamento.

re, allo stesso scopo, in altri casi, tra carburatore e collettore di aspirazione viene interposto uno spessore metallico, in una zona del quale viene fatta circolare l'acqua di raffreddamento del motore (fig. 2).

Un altro provvedimento, già ampiamente usato nella tecnica aeronautica e che ora va sempre più diffondendosi nel campo automobilistico, è quello di preriscaldare nella stagione invernale l'aria aspirata dal motore, facendole lambire il collettore di scarico attraverso un'opportuna tubazione del filtro.

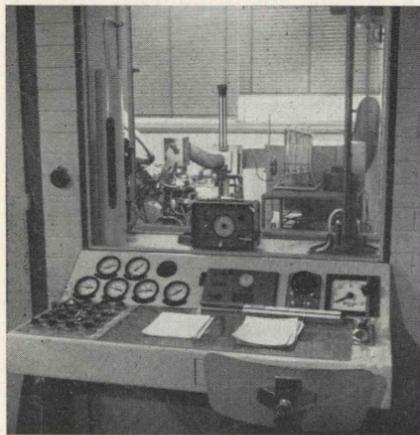


Fig. 4 - Allestimento cella motore con impianto di condizionamento.

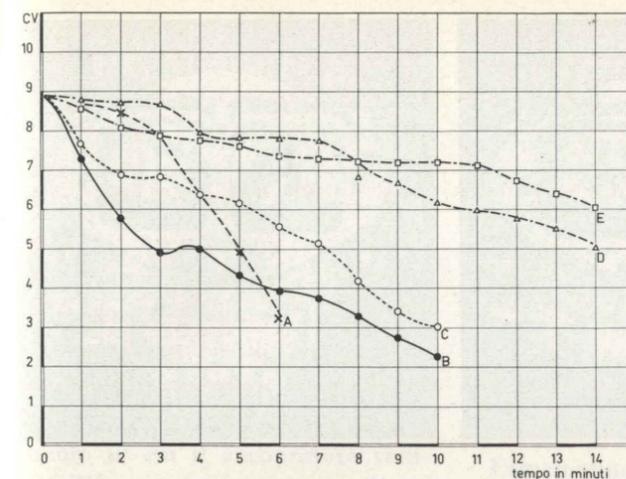


Fig. 6 - Perdite di potenza.

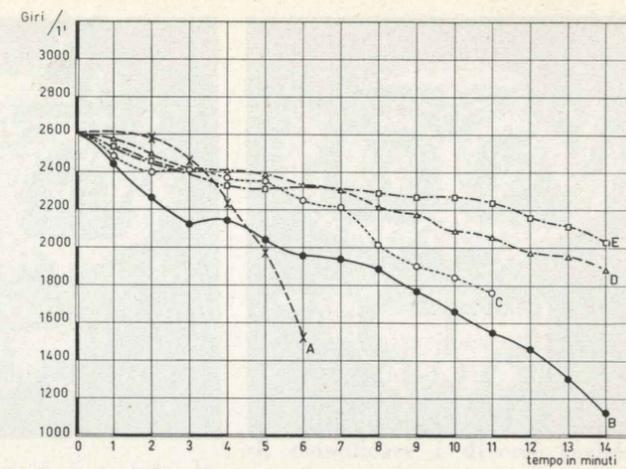


Fig. 7 - Riduzione della velocità del motore.

Per il rilievo del regime si è impiegato un contagiri della Southern Instruments con captatore fotosensibile.

Il controllo della temperatura e dei gradi igrometrici è stato effettuato con psicrometri all'ingresso e fra la batteria di post-riscaldamento e il generatore di vapore. Un flussometro Fisher-Porter del tipo Triflat a galleggiante ha indicato il consumo di acqua vaporizzata.

Il rilievo della temperatura dell'aria all'ingresso del carburatore e delle temperature di varie parti del carburatore è stato effettuato mediante termocoppie collegate ad un potenziometro di precisione SAE. Durante alcune prove si è impiegato un manometro a colonna di mercurio per il rilievo della depressione nel collettore di aspirazione.

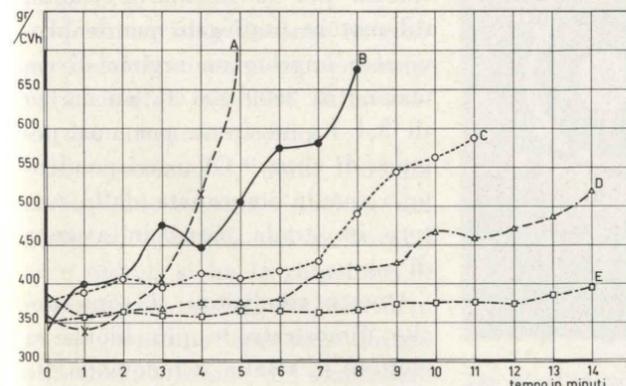


Fig. 8 - Aumento nei consumi specifici.

Condizioni di prova.

Per indagare le caratteristiche dei carburatori, o dei carburanti presi in esame, è stato necessario eliminare ogni causa esterna che potesse influenzare il fenomeno della formazione del ghiaccio o per potere avere lo svolgimento di ogni prova in un tempo ragionevole.

Pertanto, le prove sono state effettuate sempre in condizioni critiche, cioè con una temperatura dell'aria di alimentazione a +4,5°C e in certe serie di prove si è aggiunto vapore d'acqua in modo da simulare condizioni di marcia nella nebbia, ma soprattutto per accelerare la prova. Inoltre si è provveduto ad insufflare sulle pareti esterne del carburatore e sul collettore di aspirazione l'eccesso di aria di alimentazione già condizionata, dopo avere eliminato la ventola di raffreddamento del motore.

Da quanto sopra esposto è evidente che le condizioni di prova stabilite in laboratorio si differenziano notevolmente da quelle esistenti nel vano motore di una vettura ben studiata e soprattutto con le temperature a regime.

In vettura il carburatore viene investito all'esterno dal flusso dell'aria che ha attraversato il radiatore; inoltre la temperatura dell'aria di alimentazione al carburatore subisce un innalzamento dovuto al sottocofano, riscaldamento che diviene sensibile se il depuratore dispone di una presa di aria calda.

Queste condizioni di prova hanno permesso di studiare il comportamento dei diversi carburatori, in modo completamente indipendente dalle condizioni di installazione sul motore, fornendo risultati ripetibili in un tempo ragionevole e conformi alle esperienze di comportamento pratico in vettura dei diversi modelli di carburatori sottoposti all'esame.

PROVE SUI CARBURATORI

Metodo di prova « stalling »

Metodo di prova « stalling »

Con questo tipo di prova si mettono in evidenza le formazioni di ghiaccio sui bordi della farfalla del carburatore.

Come già indicato in precedenza l'inconveniente è soltanto quello che al ritorno al minimo del carburatore il motore si ar-

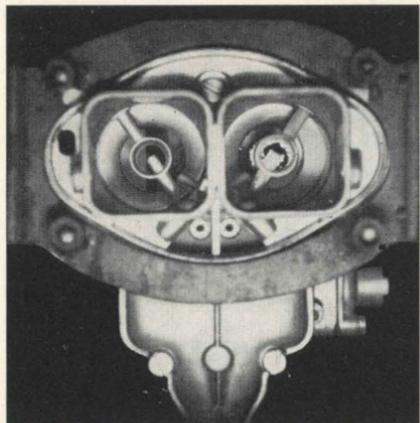


Fig. 9 - Carburettore a doppio corpo differenziato con formazione di ghiaccio nel condotto primario. Fase iniziale.

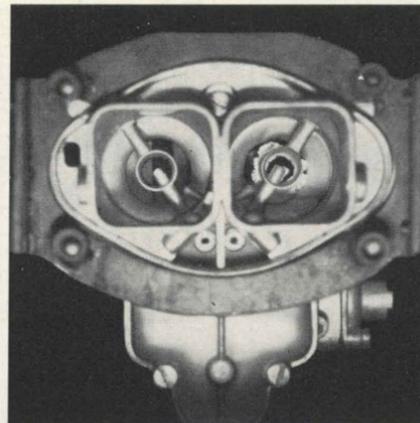


Fig. 10 - Carburettore a doppio corpo differenziato con formazione di ghiaccio nel condotto primario. Fase intermedia.

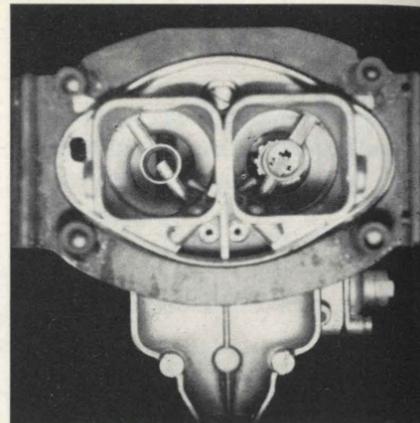


Fig. 11 - Carburettore a doppio corpo differenziato con formazione di ghiaccio nel condotto primario. Fase finale.

resta perché la farfalla ostruisce completamente il condotto.

Le modalità di prova hanno quindi riprodotto le condizioni di impiego in vettura, cioè una sequenza di funzionamenti simultanei la marcia del veicolo e brevi intervalli di ritorno al minimo.

Il numero dei funzionamenti prima dell'arresto al minimo è il parametro che ha indicato la resistenza alla formazione del ghiaccio in condizioni critiche.

Per questo tipo di prove il motore è stato staccato dal freno per non avere il volano costituito dalle masse rotanti del freno stesso e quindi avvicinarsi di più alle condizioni di vettura.

Si è applicato questo tipo di prova per controllare il comportamento di diversi carburatori e le due uniche registrazioni manuali sono state effettuate in tentativi successivi sul motore per quanto riguarda il titolo con la vite registro miscela e su un idoneo banco a depressione con misura della portata dell'aria per quanto riguarda il grado di apertura della farfalla, che influisce direttamente sul regime di rotazione del motore al minimo.

Questo per avere il motore con la stessa quantità e titolo della miscela al regime del minimo.

Analogamente a quanto fatto da altri sperimentatori sono state effettuate con le modalità precedentemente indicate due serie di rilievi.

Regime del minimo registrato a 450 giri/min. - aria a 4°C - umidità 97% - temperatura acqua 80°C - temperatura olio 85°C.

I cicli erano composti da 2' di sosta dalla prova precedente a motore fermo per sciogliere il ghiaccio e a 2' di permanenza al regime di 4000 giri/min. a vuoto e a 30" di permanenza al minimo e successivamente 2' a 4000 giri e 30" al minimo e così via sino a quando non si aveva l'arresto del motore, riprendendo poi il ciclo dopo 2' di sosta.

Conteggiando mediante i funzionamenti a regime elevato su 3 carburatori di diverso disegno si sono avuti i risultati seguenti:

Carburatore A	2,75
Carburatore B	2,3
Carburatore C	2,16

Una seconda serie di rilievi è stata effettuata nelle condizioni seguenti: minimo registrato a 600-650 giri/1' - aria a 4,5°C - umidità 100% + 1,78 gr acqua/Kg aria.

I cicli erano composti da 2' di

sosta dal ciclo precedente, 45" a 4000 giri/1' e 15" al minimo. Gli stessi carburatori già citati hanno dato i seguenti risultati:

Carburatore A	4,02
Carburatore B	3,25
Carburatore C	3,13

Si è notato che su uno stesso motore carburatori di disegno simile ma con diametro del condotto maggiore si trovano svantaggiati ai fini dell'arresto al minimo, perché presentano un minor angolo di apertura con un bordo di farfalla di maggior circonferenza.

#### Metodo di prova « soffocamento »

Si è stabilito di effettuare le prove ad un regime corrispondente ad una velocità della vettura di 60 Km/h, che si tiene di solito in condizioni di visibilità ridotta per la nebbia. Pertanto, sul motore impiegato per le prove si è imposto un regime di rotazione di 2600 giri/1', un carico di 3,4 Kg al freno per una potenza di circa 9 CV corrispondente a quella impegnata dalla vettura in strada piana in assenza di vento.

Queste condizioni si sono anche dimostrate le più idonee a mettere in risalto il fenomeno.

Dopo alcune prove per la mes-

sa a regime della temperatura del motore e soprattutto dell'apparato condizionatore, delle masse del carburatore e collettore, veniva rimossa la cuffia, fatto sciogliere rapidamente il ghiaccio formatosi e, dopo un lavaggio con idonea miscela per eliminare gli additivi e l'acqua depositatasi dalla prova precedente sulle pareti dei condotti, aveva inizio la serie dei rilievi contando il tempo dal momento in cui il carburatore veniva alimentato con aria condizionata. Venivano registrati il regime di rotazione, il carico al freno, il consumo di carburante, la depressione esistente nel collettore e le temperature del carburatore nel diffusore e nella zona degli orifizi del minimo e della farfalla.

Durante lo svolgersi della formazione di ghiaccio non veniva effettuata alcuna regolazione, per cui la diminuzione di potenza si manifestava sia come riduzione del regime di rotazione che come riduzione del carico indicato dal dinamometro del freno.

Non sempre il fenomeno si presenta continuo agli effetti dei rilievi, ma sembra avere delle stasi, cioè si hanno rilievi costanti per un certo tempo, o addirittura si presentano improvvisi miglioramenti nel funzionamento del motore, quando parte del ghiaccio si stacca dalle pareti interne del carburatore.

L'esame visivo durante lo svolgersi del fenomeno ha confermato i risultati ottenuti dalla curva dei consumi specifici.

L'ispessimento della farfalla corrisponde ad una riduzione del grado di apertura del carburatore e quindi si ha la riduzione di potenza con un leggero incremento di consumo specifico dovuto alla sola riduzione del rendimento volumetrico.

Quando invece si ha una otturazione della zona del diffusore si hanno incrementi sensibili nel consumo specifico dovuti soprattutto all'arricchimento oltre che alla diminuzione del rendimento volumetrico.

I diagrammi di fig. 6, 7 e 8 riportano il comportamento di alcuni carburatori. Come si può notare le differenze sono veramente sensibili.

Principalmente si è notata la importanza agli effetti della formazione del ghiaccio dei dispositivi atti a formare, frazionare e dirigere la miscela primaria in determinate zone preferenziali e che quindi sono lambiti dalla miscela in fase di evaporazione:

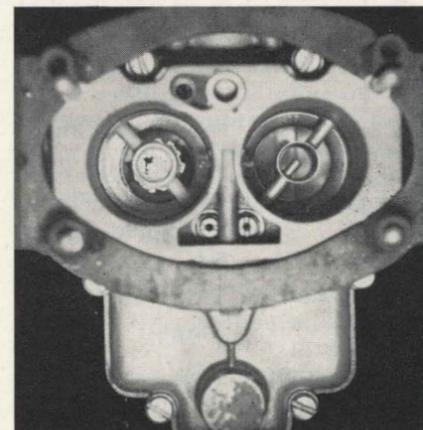


Fig. 12 - Carburettore a doppio corpo differenziato con formazione di ghiaccio nel condotto primario.

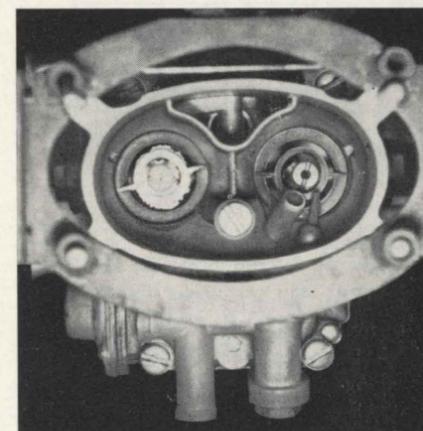


Fig. 13 - Carburettore a doppio corpo differenziato con formazione di ghiaccio nel condotto primario.

detti dispositivi presentano in genere una ridotta conducibilità verso l'esterno e delle superfici a bassa temperatura, sulle quali il ghiaccio aderisce rapidamente.

Di solito questi dispositivi hanno dimensioni e profili che fanno parte della taratura del carburatore e quindi la loro alterazione provoca un immediato aumento del consumo.

Questi rilievi hanno permesso di classificare i diversi carburatori sottoposti ad esame per quanto riguarda la sensibilità alla formazione di ghiaccio, fornendo una conferma al comportamento pratico dei carburatori già in uso.

Si è potuto quindi stabilire un limite di accettabilità alla formazione di ghiaccio, particolarmente interessante per il controllo dei nuovi modelli di carburatori.

È da tenere presente naturalmente che il sistema di prova adottato permette di valutare il carburatore a se stante. Nel caso in cui carburatori giudicati accettabili con questo metodo fornissero risultati insoddisfacenti nella applicazione in vettura, è possibile poter indirizzare il costruttore dell'autoveicolo verso modifiche di miglioramento alla installazione.

Le figg. 9, 10 e 11 rappresentano un carburatore a doppio corpo differenziato in fasi successive di formazione di ghiaccio sul condotto primario.

Le figg. 12 e 13 rappresentano la formazione di ghiaccio su altri modelli di carburatori.

#### PROVE SUI CARBURANTI

Sono state effettuate prove comparative di « soffocamento » su diversi tipi di carburante, derivati da un carburante base e resi

# I vari aspetti della combustione nei motori

## Considerazioni introduttive

Il motore a combustione interna alternativo ad accensione a scintilla, specialmente nella sua versione a quattro tempi, sembra voler smentire ancora per lungo tempo quanti, periodicamente e da ormai lunghi anni, ne profetizzano la decadenza e l'imminente sostituzione, nel campo della trazione, con la turbina a gas o con il motore a pistone rotante. Non sembra quindi privo di interesse un esame più approfondito del suo funzionamento per accertare se esso conservi tuttora delle premesse intrinseche atte a giustificarne un ancor prolungato e proficuo impiego nel tempo: tale esame viene svolto da CORRADO CASCI e FEDERICO MINA, nei paragrafi che seguono sulla base delle più recenti notizie apparse nella letteratura tecnica, di alcune ricerche già in corso e delle convinzioni personali degli autori.

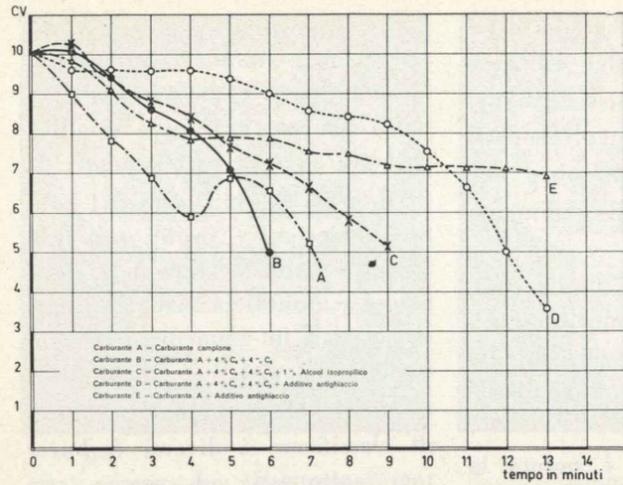


Fig. 14 - Perdite di potenza.

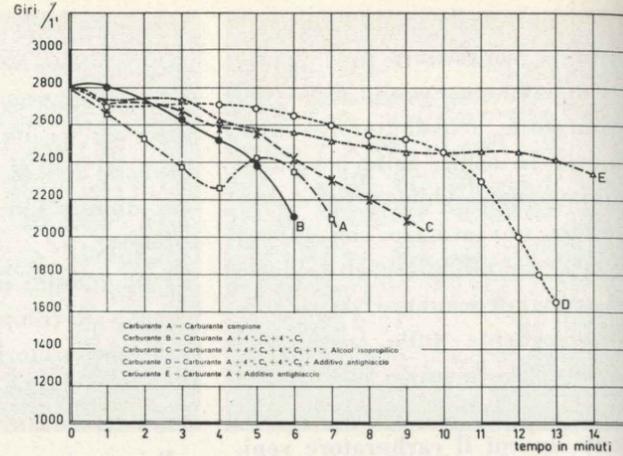


Fig. 15 - Riduzione della velocità del motore.

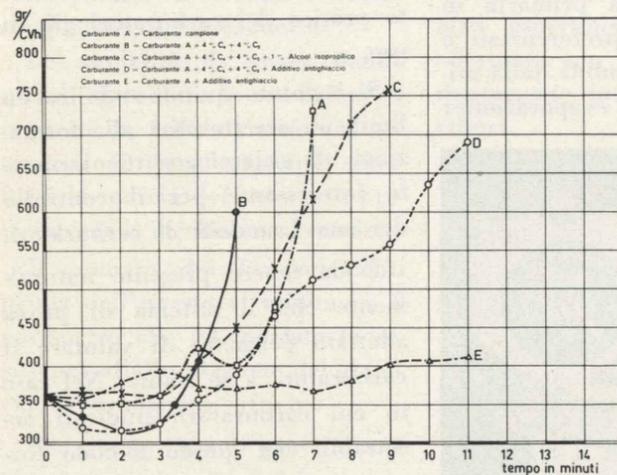


Fig. 16 - Aumento nei consumi specifici.

parecchiatura si è dimostrata idonea ad apprezzare variazioni nelle loro caratteristiche.

Non possono essere forniti ancora risultati definitivi, in quanto è in corso, in collaborazione con il Comitato Carburanti CUNA e con le maggiori industrie petroli-

fere italiane, un ciclo di prove su carburanti campione, per poter stabilire un limite di accettabilità agli effetti formazione di ghiaccio.

Salvatore Calandrino - Emilio Cuppini  
Reparto Esperienze Edoardo Weber S.p.A.

### BIBLIOGRAFIA

BARNARD D. P. and SCOTT E. H., *Weather or stall carburetor icing control*, SAE preprint GR, 1959.  
DUNTON G. R., SCHEULE H. J., ROGERS J. D., *Variables affecting carburetor icing in controlled laboratory tests*, SAE paper 448 D, 1962.  
ELLIS D., *Use of laboratory apparatus for rapid assessment of antistalling additives*, SAE paper n. 542 A, 1962.

DURIER Y., *Caracteristiques des carburants et combustibles et leur influence sur le fonctionnement des moteurs*, Institut Français du Petrole, 1958.

FISHER C. H., *Some notes on carburation and other fuel system problems*, Proceedings of the Automobile Division 1955, 1956.

FREEMAN J. H., *A test method for rating the throttle icing tendencies of gasolines*, SAE preprint 264 B, 1960.

LÖHNER K. und HENNING H. J., *Ueber die Eisbildung im Vergaser*, ATZ, März 1957.

— *Untersuchung der Vereisungserscheinungen am Vergaser im Fahrbetrieb*, ATZ, Juli 1957.

LÖHNER K., *Gemischbildung beim Ottomotor*, ATZ, April 1960.

MINA F., *Volatilità e prestazioni dei carburanti auto*, ATA, 1958.

ROSSINI G. e NOFERINI A., *Carburanti e requisiti delle autovetture italiane*, ATA, Dicembre 1960.

ROSSENBECK M., *Erkenntnisse über Vergaservereisung und ihre Verhütung*, ATZ, November 1962.

RUNYON C. C., *Practical approaches to cold weather testing*, SAE preprint 30 S, 1959.

SCHEULE H. J. and BURT J. G., *New tests on carburetor icing*, Petroleum Refiner, November 1960.

SPITLER E. E., *A carburetor icing field test - Procedures and results*, SAE paper n. 938 B, 1964.

STANK G. W., SUMMER H. C. and TOLMIN H. A., *Testing with controlled weather chassis dynamometers*, SAE preprint 22 T, 1959.

UNZELMAN G. H. and FORSTER E. J., *How to blend for volatility*, Petroleum Refiner, October 1960.

### Rendimento termico ideale.

Il rendimento termico ideale dei motori a combustione interna alternativi è strettamente legato allo svolgimento delle reazioni di combustione ed in particolare al rapporto di compressione  $\rho$  secondo la nota relazione generale:

$$\eta_{\text{ter id}} = 1 - \left(\frac{1}{\rho}\right)^{k-1} \left[ \frac{\tau \tau'^k - 1}{(\tau - 1) + K\tau(\tau' - 1)} \right]$$

essendo  $\tau$  e  $\tau'$  i rapporti di compressione a volume e rispettivamente a pressione costanti.

Dalla relazione sopra riportata si può anche rilevare che:

— a parità di rapporto di compressione il ciclo Otto presenta un rendimento superiore a quello del ciclo Diesel, ciò che non appare senza importanza con il progressivo avvicinarsi dei rapporti di compressione dei motori ad accensione a scintilla a quelli normalmente impiegati nei motori ad accensione per compressione;

— il rendimento termico ideale aumenta all'aumentare di  $\rho$  secondo una legge iperbolica che tende a limitare l'incremento di rendimento man mano che il rapporto di compressione aumenta.

I costruttori di motori si sono giovati di quanto sopra aumentando progressivamente i rapporti di compressione dei modelli via via costruiti, per cui dai valori di  $\rho=4 \div 5$  impiegati negli anni '30 si è giunti al valore di  $\rho=10.5$  che è il massimo adottato su motori di serie per autovetture USA nel 1965; ciò ovviamente non è

accaduto senza il superamento di sempre nuove difficoltà di costruzione e senza il progressivo parallelo miglioramento delle caratteristiche motoristiche, fisiche e chimiche dei carburanti. Si sono cioè dovuti affrontare via via i problemi della detonazione, delle accensioni a superficie con tutte le loro conseguenze e più recentemente i fenomeni di rombo e di ruvidezza di funzionamento.

Nel considerare l'influenza del rapporto di compressione  $\rho$  sullo svolgimento del processo di combustione, non si può ovviamente prescindere dalla considerazione del grado di riempimento dei cilindri, ovvero dal rendimento volumetrico dei motori, in quanto quest'ultimo condiziona radicalmente i valori delle pressioni e temperature raggiungibili in ogni ciclo.

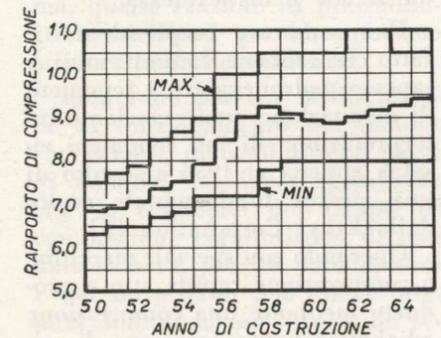


Fig. 1 - Rapporti di compressione delle vetture americane: valori massimi, minimi e medi.

La fig. 1, che riporta la media ponderata dei rapporti di compressione delle vetture americane negli ultimi anni, merita una attenzione particolare; la curva dei rapporti di compressione dopo un andamento in costante ascesa anno per anno [1] presenta un mas-

simo nel 1958, e successivamente una flessione protrattasi fino al 1961 e quindi una graduale ripresa che non sembra doversi arrestare a breve scadenza.

È interessante rilevare i valori medi e massimi dei rapporti di compressione USA nel 1958 e nel 1965:

	1958	1965
$\rho$ : media ponderata	9.47	9.41
$\rho$ : valore massimo	10.5	10.5
$\rho$ : valore minimo	7.8	8.0

Le cause di questa pausa ed anzi della lieve flessione riscontrata, risiedono in particolari anomalie di funzionamento verificatesi nei motori USA al raggiungimento del  $\rho=9.5$  che è apparso come una barriera molto difficile da superare.

Prima di addentrarci in un esame dettagliato di tali anomalie per prospettarne quanto meno le premesse per gli eventuali rimedi, è opportuno soffermarsi sulla fig. 2 che riporta l'andamento dei rapporti di compressione minimi e massimi dei motori per autovettura costruiti negli ultimi anni dalle tre principali case italiane.

Si rileverà come i rapporti di compressione dei motori italiani stiano ormai avvicinandosi ai valori che l'esperienza americana ha additato come critici.

Sarebbe ovviamente interessante integrare tale confronto tra motori USA ed italiani prendendo in esame altri parametri ed estendendolo ai motori costruiti negli altri principali paesi europei; la elaborazione di tali dati è peraltro già in corso.

Per una migliore comprensione esaminiamo in ordine cronologico

le conseguenze dell'aumento dei rapporti di compressione sull'andamento della combustione; la terminologia di cui si farà uso in seguito è quella unificata dalla CUNA su derivazione di quella americana del CRC [2].

#### Detonazione.

Il primo incontro, piuttosto rude, dei costruttori di motori, con il problema della detonazione sembra risalire ai tempi della pri-

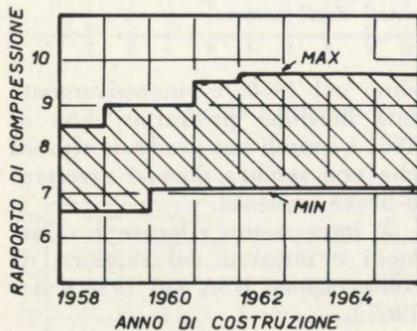


Fig. 2 - Rapporti di compressione minimi e massimi delle vetture italiane.

ma guerra mondiale, quando le aviazioni alleate sul fronte occidentale ebbero a lamentare delle perdite dolorose di vite umane e di macchine per ragioni che al momento apparvero inesplicabili.

Le anomalie riscontrate nel funzionamento dei motori sotto forma di intense rumorosità e vibrazioni, si ritennero in un primo momento dovute ad insufficienze di progetto sotto il profilo meccanico; ciò non fa meraviglia se si pensa alle limitate conoscenze del tempo in merito ai carburanti che si riteneva di poter valutare essenzialmente in base alle caratteristiche fisiche quale ad esempio il peso specifico. Il primo esauriente chiarimento del problema venne dall'inglese Riccardo le cui ben note esperienze attirarono l'attenzione del mondo del petrolio sull'importanza della struttura chimica degli idrocarburi da includere nei carburanti, piuttosto che sulle loro caratteristiche fisiche.

Non è il caso di insistere su problemi noti rammentando come il continuo miglioramento dei carburanti abbia consentito importanti progressi nella realizzazione di motori sempre più efficienti ed economici in una conti-

nua rincorsa tra aumento delle proprietà antidetonanti dei carburanti ed aumento dei rapporti di compressione e quindi delle esigenze dei motori, rincorsa che non sembra ancora doversi arrestare. L'accertamento delle proprietà antidetonanti dei carburanti viene eseguito generalmente in laboratorio secondo i ben noti metodi Research e Motor i cui risultati da anni ormai e con scarso successo si cerca di correlare con il comportamento su strada (numeri d'ottano Union Town e Borderline modificati); dato il minor costo delle determinazioni eseguite in laboratorio è comprensibile come tuttora molti sforzi vengano compiuti in America ed anche in Italia [3] per migliorare i motori da laboratorio con cui eseguire le prove, facendo in modo che le caratteristiche costruttive e di funzionamento di questi si avvicinino il più possibile a quelle dei motori di serie.

Secondo l'avviso di chi scrive, tuttavia, una grave limitazione alla validità di tali misure risiede nel fatto che esse vengono eseguite generalmente su motori monocilindrici che mal si prestano a riprodurre, ad esempio, i fenomeni di frazionamento del carburante che si verificano talvolta nei collettori di aspirazione dei motori pluricilindrici; particolari ricerche [4] sono comunque in corso per tentare di porre rimedio a tale manchevolezza.

Può sembrare sorprendente il fatto che sebbene da molti anni si sapesse padroneggiare i fenomeni di detonazione, una esauriente interpretazione di tali fenomeni risalga appena al 1956 a seguito di una ricerca fondamentale svolta dalla Ethyl Corporation [5].

Operando con speciali macchine a compressione rapida atte a produrre mediante una compressione adiabatica l'autoaccensione di miscele carburanti e di composti puri, i ricercatori della Ethyl provarono come il ritardo di accensione  $d$  (ignition delay) per i vari composti, espresso in millisecondi, sia legato alla temperatura  $T$  ( $^{\circ}$ F. ass.) ed alla pressione  $p$  di compressione (p.s.i.a.) secondo la legge:

$$\log d = \log A + B \log p + 0,4343 C/T$$

essendo  $A$ ,  $B$  e  $C$  delle costanti caratteristiche per la miscela aria/combustibile in esame.

Venne anche posto in evidenza come, in linea di massima, ad un maggiore ritardo  $d$  corrisponda anche una maggior resistenza alla detonazione; più precisamente è stato dimostrato che ad ogni incremento unitario di numero d'ottano (N.O.) corrisponde un incremento percentuale costante del ritardo d'accensione eguale a 1.29%.

Essendo costanti le percentuali di incremento, gli incrementi assoluti del ritardo di accensione divengono via via maggiori al crescere del numero d'ottano; ciò ha permesso di spiegare il fatto, ben noto da tempo, che l'importanza « motoristica » di un incremento unitario di N.O. diviene via via maggiore man mano che ci si avvicina al N.O. eguale a 100. Il ritardo di accensione al livello del N.O. 100 è infatti circa doppio di quello relativo al livello del N.O. 50.

Le ricerche della Ethyl provarono inoltre come il concetto di ritardo di accensione si presti bene anche per una estensione oltre 100 della scala dei N.O.; in tale estensione ad un incremento unitario del ritardo si fa corrispondere un incremento unitario del N.O.; tale estensione risulta praticamente analoga a quella proposta dall'ASTM, basata sui Performance Numbers (P.N.), almeno fino ad un livello pari a 120 P.N.

In sintesi i ricercatori della Ethyl hanno posto in evidenza il fatto che se da un lato è possibile accrescere la resistenza alla detonazione dei carburanti incorporando in essi dei costituenti caratterizzati da  $d$  molto elevati, dall'altro è in linea di principio possibile impedire ad un carburante, avente un  $d$  dato, di detonare nel funzionamento su motore a patto di far avvenire la combustione in un tempo inferiore al relativo ritardo di accensione.

Questo concetto costituisce la base di importanti progressi della tecnica motoristica sui quali ritorneremo più oltre, e che si compendiano nella affermazione che è stato possibile far funzionare i motori in assenza di de-

tonazione, seppure con rapporti di compressione aumentati, senza far ricorso a carburanti a più elevato numero di ottano; ciò è stato conseguito essenzialmente operando delle modifiche nella struttura e nelle condizioni di operazione dei motori.

Con espressione pittoresca, ma efficace, si suole infatti fare riferimento, agli « ottani meccanici » incorporati nel disegno del motore, in contrapposizione agli « ottani chimici » del carburante [1], [5].

L'aumento ulteriore del numero d'ottano dei carburanti oltre il livello 100, peraltro già raggiunto, richiede da parte dell'industria petrolifera l'adozione di processi produttivi estremamente complessi e costosi; l'economia di carburante consentita dall'aumento progressivo dei rapporti di compressione viene quindi, ad un certo punto, ad essere neutralizzata dal maggior costo del carburante stesso: ciò almeno dal punto di vista dell'utente anche se, dal punto di vista della conservazione delle riserve di energia, il problema può assumere un aspetto differente.

Premesso dunque che l'aumento del rapporto di compressione è la base per conseguire un miglior rendimento, vediamo quali siano gli accorgimenti atti a far funzionare un motore con un carburante dato, anche con rapporti di compressione aumentati ed in assenza di detonazione.

#### Ottani meccanici.

La questione è stata ampiamente chiarita in un fondamentale lavoro eseguito nei laboratori della General Motors [1]. In esso fu posto in evidenza come una riduzione della richiesta d'ottano (R.O.) sia possibile attraverso un appropriato controllo dei seguenti fattori:

a) *anticipo di accensione*: operando con anticipo ridotto rispetto a quello di potenza massima, è possibile conseguire riduzioni importanti di R.O. Con anticipo per il 99% della potenza massima, la riduzione di R.O. può essere anche di 5-6 N.O.;

b) *diagramma di distribuzione*: può consentire essenzialmente

di cambiare la forma della curva della coppia motrice e corrispondentemente la R.O. ai vari regimi di rotazione a seconda delle esigenze; una diminuzione di coppia ad un regime dato, provoca una corrispondente diminuzione della R.O.;

c) *dosatura*: la R.O. è sensibilmente influenzata dalla dosatura; la R.O. è massima per un rapporto aria-carburante pari a circa 13.5 e si riduce sia all'aumentare che al diminuire di tale valore; della massima importanza appare il conseguimento di una uniforme dosatura del carburante ai vari cilindri;

d) *disegno della camera di combustione*: su questo argomento, ultimo in ordine di elencazione, ma probabilmente primo in ordine di importanza, è opportuno soffermarsi con maggiori dettagli.

#### Disegno della camera di combustione.

Da quanto detto in precedenza sul ritardo all'accensione dei carburanti, ne deriva come logica conseguenza il fatto che, per ridurre la tendenza del motore alla detonazione, le camere di combustione debbono essere caratterizzate da un tempo di combustione estremamente ridotto; ciò al fine di bloccare, con il passaggio tempestivo del fronte di fiamma, quelle reazioni di precombustione dell'end gas che possono sfociare nella detonazione.

Limitando per ora la discussione al funzionamento del motore con camere di combustione prive di depositi, possiamo aggiungere che la riduzione del tempo di combustione caratteristico di una data camera, per un dato motore e per un  $\varrho$  dato, può essere ottenuta adottando uno o più dei seguenti accorgimenti:

a) la camera di combustione deve essere la più compatta possibile al fine di ridurre le distanze che debbono essere percorse dal fronte di fiamma;

b) per le stesse ragioni è opportuno sistemare la candela di accensione in posizione centrale o eventualmente in prossimità della

zona in cui, date le temperature e l'ubicazione, è più probabile il verificarsi di reazioni di precombustione; ad esempio in certi casi potrà essere conveniente avvicinare la candela alla valvola di scarico;

c) realizzare un elevato grado di turbolenza nella camera di combustione; scartando l'adozione di valvole schermate, in quanto pregiudicano il rendimento volumetrico ad elevati regimi, una maggior turbolenza può essere ottenuta attraverso una appropriata profilazione del collettore di aspirazione (swirl); questa sembra essere l'unica maniera per realizzare una certa turbolenza nelle camere di tipo aperto, emisferiche e simili.

Negli altri tipi di camere si può invece ricorrere anche alla cosiddetta turbolenza per compressione (squish), ottenuta realizzando un appropriato « ricoprimento » della testa del pistone (piston coverage); in tal caso nella posizione di P.M.S. la sommità piana del pistone si avvicina ad una porzione, anch'essa piana di superficie della testa, ad una distanza che è generalmente opportuno sia la più piccola possibile compatibilmente con la inevitabile presenza di depositi.

I problemi connessi con la turbolenza per compressione e le interrelazioni tra lo « squish », il grado di ricoprimento del pistone, l'effetto di raffreddamento (quench) della parte di carica racchiusa al P.M.S. tra le porzioni affacciate del pistone e della testata e la richiesta d'ottano del motore, sono state ampiamente esaminate in un fondamentale lavoro della Ethyl Corporation [6].

Secondo l'opinione di chi scrive, una notevole limitazione pratica all'ampia messe di dati presentati da Heron e Felt, risiede tuttavia nell'averli ottenuti operando su di un motore di basso rapporto di compressione ( $\varrho = 7.2$ ) e ad una velocità di soli 1.200 giri/min per cui appare piuttosto problematica l'estensione della loro validità a condizioni di funzionamento simili a quelle dei moderni motori automobilistici.

Usando la tecnica di Withrow e Rassweiler [7] i ricercatori della General Motors [1] hanno po-

tuto ricavare, dai diagrammi di indicatore, la legge di combustione di vari tipi di camere applicate ad uno stesso motore fatto funzionare nelle medesime condizioni ( $\varrho=9$ , 1000 giri/min, anticipo di massima potenza).

Confrontando in tal modo i tempi di combustione di due camere, una discoidale senza squish ed una ricavata nella corona del pistone e quindi molto compatta e ad elevata turbolenza, Caris e collaboratori hanno dimostrato che la seconda, la quale presenta il tempo di combustione più basso (27° contro 50° di rotazione dell'albero motore), manifesta anche la più bassa richiesta d'ottano (73 contro 95.5) confermando gli asserti.

Abbiamo già precisato che quanto detto in precedenza valeva per camere di combustione prive di depositi; la presenza di depositi tende ad aumentare più o meno la richiesta d'ottano.

L'accumulo dei depositi è influenzato a parità di altre condizioni dalla forma delle camere di combustione; l'uso di lubrificanti appropriati ed eventualmente di carburanti additivati può però influenzare, positivamente o negativamente, la formazione dei depositi e quindi la combustione, come è stato dimostrato anche in uno studio sperimentale svolto tempo addietro da uno degli autori [8].

#### Accensioni incontrollate.

Proseguendo negli U.S.A. gli aumenti dei rapporti di compressione, nella prima metà degli anni '50 cominciarono a presentarsi dei fenomeni insoliti, che furono classificati come conseguenti ad accensioni incontrollate, determinate, in certe circostanze, dall'incandescenza dei depositi carboniosi; questi depositi tendono ad accumularsi in misura maggiore o minore nelle camere di combustione dei motori, in specie in condizioni di funzionamento moderate, quali si presentano ad esempio nell'utilizzazione delle vetture nel traffico urbano.

Le conseguenze di queste accensioni incontrollate ed i relativi rimedi furono oggetto di un gran numero di pubblicazioni per le quali si rimanda alla bibliografia del già citato lavoro [8]; in sintesi si può dire che gli inconvenienti a quell'epoca (1954-1955), apparvero ripartirsi dalle generalmente innocue accensioni a superficie senza detonazione, alle rumeurosità erratiche (wild ping) piuttosto fastidiose per gli automobilisti, fino ai fenomeni distruttivi causati dall'autoaccensione e dalla preaccensione progressiva.

I rimedi prospettati e talvolta adottati, andarono dall'impiego di carburanti contenenti solo limitate quantità di piombo tetraetile a quelli contenenti additivi atti a modificare la composizione dei depositi elevandone la temperatura di incandescenza, senza sostanzialmente ridurne la quantità, oppure atti a modificarne la struttura da compatta in friabile in maniera da facilitarne l'espulsione sotto forma pulverolenta assieme ai gas di scarico; un'altra possibilità di controllo dei fenomeni in questione era allora inoltre rappresentata dall'impiego di carburanti a numero di ottano più elevato.

Il clamore suscitato in quel periodo dalla questione delle accensioni a superficie fu, a giudizio di chi scrive, sproporzionato alle effettive conseguenze sui motori americani del momento e se un beneficio pratico ne risultò, furono gli attenti studi allora intrapresi per valutare la resistenza dei carburanti alle accensioni a superficie, studi che non sono terminati neppure oggi come è provato da recentissime pubblicazioni [9], [10], [11]; sfortunatamente dette accensioni a superficie dovevano presentare conseguenze tanto più gravi quanto inattese nel 1958, quando i rapporti di compressione raggiunsero e superarono, in America, il valore di 9.5.

I fenomeni incontrati dopo il

superamento del limite sopra detto furono essenzialmente:

- il rombo (rumble, pouding);
- il thudding (talvolta erroneamente confuso con il precedente);
- le difficoltà di avviamento a caldo.

Prendiamo brevemente in esame quest'ultimo tipo di inconveniente per poi passare ai primi due che erano e sembrano in qualche caso essere i più importanti tuttora.

#### Difficoltà di avviamento a caldo.

Possono consistere [12.1] nella cosiddetta « hot starting difficulty » o più comunemente nell'« hot starting noise ».

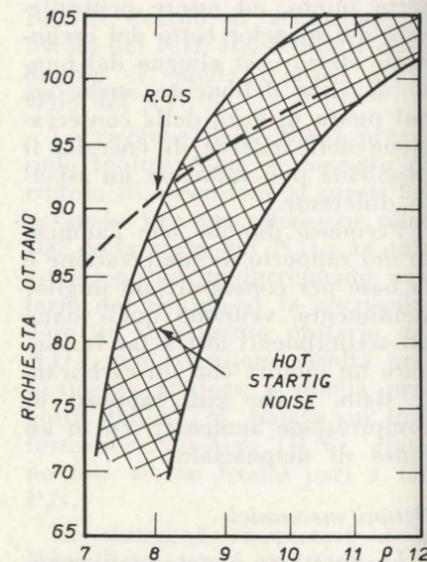


Fig. 3 - Richiesta d'ottano su strada e per « hot starting noise ».

La « hot starting difficulty » è costituita dal rallentamento a dall'arresto durante la fase di avviamento a causa di accensioni anticipate del carburante per compressione; ciò ha obbligato in vari casi a montare dei motorini di avviamento di maggior potenza.

L'« hot starting noise » consiste invece in un rumore di detonazione che si presenta di solito durante il primo giro del motore in fase di avviamento; come è posto in evidenza dalla fig. 3, la

richiesta di ottano per sopprimere l'« hot starting noise », su motori di tipo americano, può superare la richiesta di ottano strada (R.O.S.) quando i rapporti di compressione superano il valore 9.5 circa con tendenza ad aggravarsi per i  $\varrho$  maggiori.

Le difficoltà in oggetto non sono però risultate di rilevante importanza almeno finora ed è stato possibile superarle con piccole modifiche ai motori e/o con l'adozione di carburanti a più elevato N.O. e possibilmente con un più ridotto contenuto di aromati.

#### Rombo.

Sotto questo nome designeremo quelle rumorosità anormali dei motori che nella letteratura americana vanno sotto il nome di rumble o pouding, da non confondersi con il cosiddetto thudding che, come vedremo, per quanto simile negli aspetti esteriori al rumble ha un'origine differente.

I motori americani delle autovetture modello 1958 superarono in molti casi, come si è già detto, il rapporto di compressione 9.5; è da rilevare come i rapidi aumenti dei rapporti di compressione negli anni precedenti fossero stati attuati su motori generalmente concepiti su di un'esperienza costruttiva relativa a  $\varrho$  inferiori; l'importanza di questa constatazione risulterà meglio in seguito.

Molti di questi motori supercompressi presentarono delle rumorosità sorde estremamente fastidiose per gli automobilisti, le quali furono giustamente attribuite ad una combustione più rapida del previsto [12.2], [12.3], [12.4], [12.5], [12.6], [12.7], [13] conseguente all'innescio di uno o più fronti di fiamma addizionali, progredienti ciascuno a velocità normale, ad opera di depositi incandescenti.

Si riscontrò che le condizioni operative in cui il rombo tendeva

ad accentuarsi erano le seguenti:

- rapporti di compressione superiori a 9.5;
- velocità di rotazione elevate e non inferiori a 2000 giri/min;
- regime di massima potenza;
- dosatura di massima potenza;
- alta temperatura dell'aria all'ingresso del carburatore;
- bassa umidità atmosferica.

Tutte le variabili sopra elencate tendono infatti ad elevare le temperature nelle camere di combustione e quindi ad accentuare i fenomeni di accensione incontrollata.

Si constatò che il rombo aveva inoltre tendenza a verificarsi spe-

— combustione rapida caratterizzata da valori di  $\frac{d^2p}{dt^2}$  molto superiori a quelli previsti e di conseguenza;

— fenomeni vibratorii di risonanza a bassa frequenza del sistema bielle, albero motore e basamento.

La fig. 4 rappresenta lo spettro delle intensità sonore rilevate (13) su di un motore americano a  $\varrho=12$  in condizioni normali ed in presenza di rombo; si può notare che il rombo risulta dovuto all'emissione, da parte delle strutture del motore, di vibrazioni a bassa frequenza comprese entro l'intervallo da 500 a 1.600 c.p.s.,

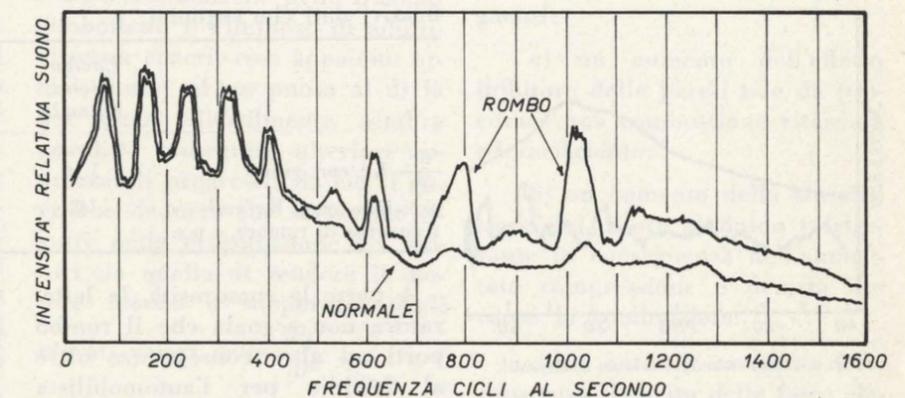


Fig. 4 - Spettro delle intensità sonore di un motore per autovettura.

cialmente nel caso di improvvise accelerazioni, susseguenti ad un prolungato periodo di funzionamento in condizioni blande come la marcia in città, condizioni che, come è ben noto, tendono ad accentuare l'accumulo di depositi.

Il rombo tendeva a scomparire dopo ripetute accelerazioni, a causa della parziale eliminazione dei depositi che si verifica nel funzionamento a pieno regime.

I vari sperimentatori riconobbero pressoché unanimemente che il meccanismo di formazione del rombo era il seguente:

- accumulo di depositi nella camera di scoppio;
- innescio di uno o più fronti di fiamma supplementari ad opera dei depositi;

con una particolare accentuazione alle frequenze di 800 e 1.000 c.p.s.

Altri sperimentatori [12,3] hanno rilevato frequenze di rombo leggermente diverse, da 600 a 1.200 c.p.s.; ciò è ovvio in quanto le caratteristiche di risonanza variano da motore a motore in relazione al disegno costruttivo.

È da rilevare che le vibrazioni del motore in condizioni di detonazione, appartengono tutte alle alte frequenze, generalmente da 4.000 a 6.500 c.p.s. (5.500 c.p.s. per il motore di cui alla fig. 4) e pertanto sono facilmente distinguibili dalle vibrazioni di rombo all'analisi oscillografica.

Le figg. 5, 6, 7, 8, presentano i risultati della rilevazione simultanea del diagramma pressione-

tempo e delle vibrazioni sonore su di un motore 8V modello 1957 con  $\rho$  aumentato fino al valore 12 in 4 diverse condizioni di funzionamento:

la fig. 5 rappresenta la combustione normale con camere di combustione senza depositi, la

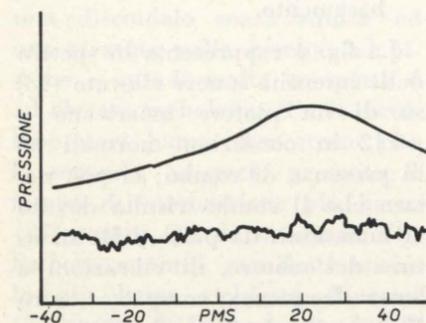


Fig. 5 - Combustione normale in assenza di depositi.

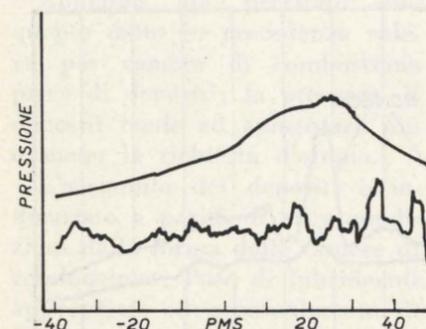


Fig. 6 - Detonazione in assenza di depositi.

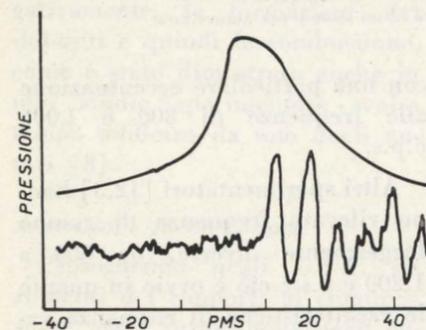


Fig. 7 - Rombo senza detonazione in presenza di depositi.

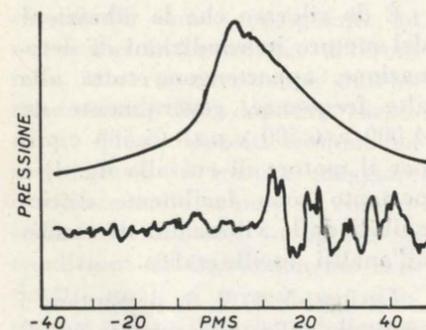


Fig. 8 - Rombo e detonazione in presenza di depositi.

fig. 6 si riferisce al funzionamento in presenza di detonazione sempre in assenza di depositi, la fig. 7 riguarda il funzionamento in presenza di rombo, senza detonazione ed in presenza di depositi, la fig. 8 denuncia invece la presenza simultanea di rombo e detonazione con camere di combustione con depositi.

Per comodità di confronto si riportano sovrapposti nella fig. 9 i diagrammi pressione-tempo delle figg. 5, 6, 7; la fig. 9 mette bene in evidenza il rapido incremento della pressione e la maggior pressione massima raggiunta in presenza di rombo rispetto al funzionamento normale.

Per il motore di cui alle figg. 5, 6, 7, 8, riportiamo ancora i significativi dati che seguono:

	Combustione normale	Detonazione	Rombo	Rombo e Detonazione
$\frac{d^2p}{dt^2}$ Kg/cm <sup>2</sup> grado	1.16	1.16	8.72	8.72
pressione max, Kg/cm <sup>2</sup>	42	42	84	84
frequenze di rumore, c.p.s.	—	4.800	1.100	1.100 e 4.800

A parte la rumorosità, la letteratura non segnala che il rombo porti ad altre conseguenze oltre al fastidio per l'automobilista [12.2] [12.3] [12.5]; in due soli casi risulta citata l'eventualità di bruciature di stantuffi e guarnizioni [12.6] e di leggere riduzioni di rendimento [13]: tuttavia a giudizio di chi scrive non sembra sufficientemente provato che questi ultimi inconvenienti non derivassero da altre cause concomitanti, piuttosto che dal rombo propriamente detto.

Le ripercussioni psicologiche del rombo preoccuparono talmente i costruttori americani da indurli ad una immediata riduzione dei rapporti di compressione che, come si è visto nella fig. 1, si protrasse per vari anni.

Nella ricerca dei possibili rimedi si presentavano più strade; le prime due basate sul concetto di ridurre i valori della  $\frac{d^2p}{dt^2}$ , la terza basata sul concetto di un

intervento sulla struttura del motore.

I possibili rimedi erano i seguenti:

a) ridurre la formazione di depositi usando lubrificanti di composizione particolare ed inoltre:

b) far uso di benzine di composizione particolarmente studiata (11) con limitato contenuto di aromatici altobollenti e contenenti additivi al fosforo atti a ridurre la tendenza dei depositi alle accensioni a superficie;

c) irrobustimento delle strutture del motore, in particolare del basamento, albero a manovella e supporti.

Esaminando la copiosa lettera-

tura sull'argomento, è sorprendente rilevare come praticamente tutti i ricercatori abbiano ritenuto più opportuno affrontare il problema attraverso una riduzione della  $\frac{d^2p}{dt^2}$  piuttostoché attraverso una revisione strutturale del motore; ciò beninteso nonostante che alcuni di essi [12.2] [12.7] avessero rilevato come vibrazioni

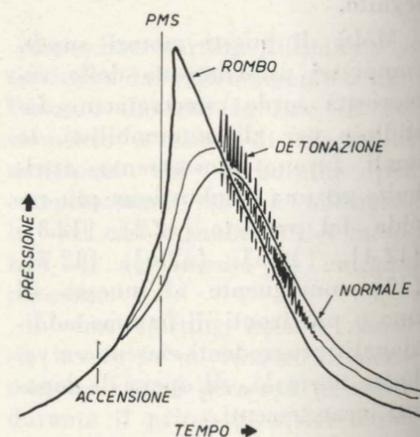


Fig. 9 - Combustione normale, rombo e detonazione.

simili al rombo (thudding) potessero presentarsi anche in assenza di accensioni a superficie su motori di inadeguata robustezza e come fenomeni di rombo potessero essere indotti [12.6] su di un motore monocilindrico con  $\rho=11.3$  anche a bassi regimi (1140 giri/min.), ricorrendo alla doppia accensione per simulare un secondo fronte di fiamma da accensione a superficie.

Come appare da un attento esame della letteratura, i motori impiegati nelle ricerche sul rombo, in numerosi casi [13] [12.2] [12.6], erano stati modificati con un aumento del rapporto di compressione; ciò che avrebbe dovuto quanto meno far pensare anche ad una loro eventuale insufficienza di natura meccanica.

Un altro sperimentatore [12.5] aveva inoltre messo in evidenza che l'impiego di un lubrificante più viscoso poteva attenuare l'intensità del rombo, evidentemente per la più elevata azione smorzante e la maggior resistenza opposta dall'olio all'espulsione dal meato di lubrificazione, sotto le sollecitazioni vibratorie cui il rombo sottopone il manovellismo ed i supporti.

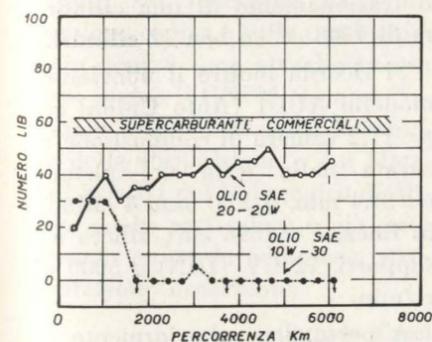


Fig. 10 - Richiesta LIB: influenza degli oli lubrificanti.

Nella fig. 10 sono riportate [13] le esigenze in numeri L.I.B. (lead iso-octane benzene) [2] in funzione del chilometraggio di accumulo dei depositi, per due vetture U.S.A. con  $\rho=12$  impieganti oli particolarmente studiati; essa mostra come un corretto funzionamento dei motori possa essere

assicurato dall'impiego di supercarburanti commerciali con additivi al fosforo il cui numero L.I.B. è eguale a 60 circa.

Purtroppo l'efficacia degli additivi al fosforo sembra essere limitata per i rapporti di compressione superiori ad 11 ed inoltre il loro impiego non sembra essere scevro di inconvenienti (valvole di scarico); l'eventualità di influire sulla velocità di combustione dei carburanti ha inoltre dovuto essere scartata per l'impossibilità di conseguire effetti apprezzabili entro i limiti pratici della possibile variazione della composizione dei carburanti.

Quanto alle possibilità di miglioramento dei lubrificanti attraverso l'eliminazione delle frazioni altobollenti e l'impiego di additivi senza ceneri, esse appaiono ormai giunte ad un punto al di là del quale difficilmente sembra possibile conseguire ulteriori apprezzabili progressi; da ciò si dovrebbe dedurre che la via da seguire nella progettazione dei motori sia quella di rendere il motore idoneo a sopportare degli elevati valori della  $\frac{d^2p}{dt^2}$ .

Malgrado alcuni ricercatori [12.3] [12.6] abbiano apertamente dichiarato di non ritenere possibile l'eliminazione del rombo attraverso modifiche strutturali e/o delle camere di scoppio in quanto ciò, secondo loro, potrebbe al massimo mascherare l'inconveniente di fondo, da essi ravvisato nell'elevato  $\frac{d^2p}{dt^2}$ , gli autori

di questa memoria sono dell' avviso che tale impostazione sia fondamentalmente errata e si sforzeranno di chiarire il loro pensiero nei paragrafi che seguono.

#### Aumento dei rapporti di compressione.

Non sembra logico supporre che la corsa all'aumento dei rapporti di compressione debba arrestarsi a breve scadenza; anche se i miglioramenti del rendimento ter-

mico ideale tendono ad attenuarsi ai rapporti di compressione più alti, è probabile che la realizzazione di motori sempre migliori anche dal punto di vista dei consumi, rimanga un obiettivo abbastanza stimolante per i costruttori.

Sfortunatamente gli studi della General Motors [14] citati e commentati anche da altri autori [15] (16) hanno mostrato come, almeno su motori di tipo americano, il rendimento termico effettivo sembri toccare un massimo per rapporti di compressione attorno a 17, per poi declinare, in contrasto con la legge teorica.

Le cause di questo preoccupante fenomeno, non completamente chiarito, potrebbero essere le seguenti:

a) un aumento dell'effetto inibitore delle pareti tale da procurare una combustione ritardata ed inefficiente;

b) un aumento della trasmissione del calore al fluido refrigerante in conseguenza dell'aumentata compressione e densità durante la combustione;

c) un notevole aumento della resistenza d'attrito delle fasce elastiche derivante dalle maggiori pressioni di combustione;

d) il prolungarsi della combustione come conseguenza della diminuzione del rapporto tra il volume della camera di combustione propriamente detta ed il volume compreso tra la parete piana dello stantuffo e la testata al P.M.S. (quench thickness).

Ulteriori ricerche potranno chiarire se il  $\rho=17$  sia veramente un limite insuperabile ed a questo proposito sarà opportuno esaminare il comportamento agli alti  $\rho$  di motori di tipo europeo e di tipo italiano in particolare.

Comunque il rapporto di compressione 17 risulta ancora distante dai livelli attualmente raggiunti per cui fin d'ora è possibile prevedere un ulteriore proficuo progresso dei rendimenti.

Ogni aumento dei rapporti di

compressione, tende però a ripresentare anche il problema della detonazione; poiché non è pensabile in pratica di poter aumentare ancora di molto il N.O. dei carburanti, a meno della messa a punto di qualche nuovo ed economico processo produttivo, il problema per i tecnici sarà ancora quello di costruire dei motori atti a funzionare correttamente con i carburanti commerciali anche a rapporti di compressione aumentati.

Come è stato chiarito in precedenza, per ridurre la tendenza alla detonazione è essenziale ridurre il più possibile il tempo di combustione; ne viene di conseguenza che per poter fare funzionare i motori con alto rendimento e quindi con  $\rho$  elevati, senza aggravare eccessivamente la richiesta d'ottano, è necessario che la combustione avvenga con valori molto elevati di  $\frac{d^2p}{dt^2}$ ; l'innalzamento del valore di questo parametro appare quindi la strada da percorrere anche se in contrasto con le affermazioni di alcuni.

L'elevazione del  $\frac{d^2p}{dt^2}$  porrà quindi il problema di costruire dei motori sufficientemente robusti per sopportarlo senza dar luogo a fastidiosi fenomeni vibratorii (thudding); questo non sembra essere del resto un problema insolubile in quanto fenomeni analoghi si riscontrarono perfino sui motori degli anni '20 [17] i cui rapporti di compressione si aggiravano tra 4 e 5.

Si aggiunga poi che il funzionamento dei motori diesel è per sua natura caratterizzato da elevati  $\frac{d^2p}{dt^2}$  cioè che dà luogo alla loro tipica rudezza di funzionamento; recentemente questo problema è stato affrontato dalla CAV [16] con uno studio sistematico delle strutture dei motori diesel per ridurre la tendenza a vibrare, studio che ha già portato a raggiun-

gimenti molto lusinghieri, per cui non si vede per quale ragione analoghi risultati non debbano essere ottenibili anche per i motori ad accensione a scintilla.

#### Motori europei.

Finora i problemi derivanti dall'accensione a superficie non sembrano essersi presentati in Europa con la gravità assunta in America; inoltre malgrado i  $\rho$  abbiano in vari casi raggiunto o superato il valore 9.5, non si è avuta notizia del verificarsi di fenomeni di rombo.

Quanto sopra può essere dovuto sia alla diversa concezione dei motori europei rispetto agli americani, sia al loro maggior grado di sfruttamento che li rende meno proni all'accumulo di depositi; il rapporto peso/potenza per le vetture europee si aggira infatti sui 15-20 Kg/CV mentre per le vetture americane esso è di circa 6-10 Kg/CV.

#### Conclusioni.

Facendo una sintesi delle considerazioni svolte in precedenza, si può affermare che per la realizzazione di motori di ancor più elevato rendimento dovrebbero essere seguite le indicazioni di massima che seguono:

- 1) adozione di camere di combustione estremamente compatte, a forte turbolenza e delle minori dimensioni possibili, conseguentemente;
- 2) frazionamento della cilindrata su di un elevato numero di cilindri;
- 3) adozione di rapporti c/d maggiori di 1;
- 4) adozione di accensione multipla con l'ausilio di due o più candele;
- 5) studio accurato delle strutture del motore come fonte di emissione di vibrazioni ed inoltre:

- 6) studio della rigidità del sistema bielle, albero a manovelle e basamento con l'eventuale ausilio di calcolatori analogici;
- 7) funzionamento prevalente a regimi di rotazione piuttosto elevati e quindi adozione ove possibile di trasmissioni automatiche.

Ovviamente solo l'esperienza potrà dire quale possa essere il compromesso tra le varie esigenze tecniche; infatti la realizzazione di piccole camere di combustione, rende difficile il collocamento di valvole di aspirazione di dimensioni tali da garantire un elevato rendimento volumetrico; sarà inoltre più difficoltoso il collocamento di più candele di accensione.

Inoltre non potranno evidentemente essere trascurati i problemi di costo.

Alcuni motori di più recente realizzazione presentano infatti caratteristiche in armonia con alcuni dei principi sopra ricordati; la doppia accensione è stata infatti adottata dalle Giulia GTA e GTZ, dalla Abarth OT-1600, dalla Maserati 3700 e dalla nuova Ferrari formula 1 che tra l'altro presenta il frazionamento di una cilindrata di 1500 cc. su ben 12 cilindri.

Si ricorda inoltre il nuovissimo modello AUDI (Auto Union) con  $\rho=11.2$  camera di combustione ricavata nella testa del pistone,  $c=84.4$  mm,  $d=80$  mm, 4 cilindri in linea,  $V=1696$  cm<sup>3</sup>, albero a 5 supporti, 72 CV (DIN) a 5000 giri/min.

A persuadere ulteriormente gli autori della fondatezza dei loro convincimenti è giunta infine una recentissima memoria [21] dell'Engineering Staff della General Motors dal significativo titolo: « Engine roughness - the key to lower octane requirement ».

In essa viene affermato che la rudezza di funzionamento non reca danno alcuno ai motori anche se risulta di disturbo agli utenti degli autoveicoli; d'altronde la ru-

dezza, conseguenza di una rapida combustione, assicura una minor richiesta d'ottano e quindi la possibilità di operare con  $\rho$  maggiori e pertanto con più alti rendimenti.

I ricercatori della General Motors hanno inoltre posto in evidenza come la particolare azione di disturbo del « thudding » per l'udito umano, derivi da una differente intensità sonora delle vibrazioni dei vari cilindri che si ripete ciclicamente; tali differenze sono conseguenze sia dei diversi valori della  $\frac{dp}{dt}$  da cilindro a cilindro, sia della dispersione ciclica in ciascun cilindro.

Sembra che l'eliminazione o la attenuazione della dispersione ciclica e la egualizzazione della combustione nei vari cilindri, possa contribuire ad eliminare, o quanto meno ad attenuare, la fastidiosa rudezza di funzionamento che si riscontra verso i 2000-3000 giri/min., quando la  $\frac{dp}{dt}$  supera i 2.5 kg/cm<sup>2</sup> grado. Ciò ben inteso senza obbligare a ricorrere al surdimensionamento delle strutture, con conseguente penalizzazione del peso e dei costi.

Studi sul fenomeno della dispersione ciclica e sulla combustione in genere sono attualmente in corso presso il CNPM (Centro Nazionale di Ricerca sulla Tecnologia della Propulsione e dei Materiali relativi del Politecnico di Milano) ed in particolare è già stata messa a punto la complessa strumentazione occorrente.

#### Corrado Casci

Ordinario di Macchine nel Politecnico di Milano; Direttore del Centro Nazionale di ricerca sulla Tecnologia della propulsione e dei Materiali relativi; Chairman del Propulsion and Energetics Panel dell'A.G.A.R.D.; ex assistente del prof. ing. Antonio Capetti.

#### Federico Mina

Libero docente in Motori a Combustione Interna nell'Istituto di Macchine dell'Università di Trieste; Incaricato di Progetto di Macchine nella facoltà di ingegneria dell'Università di Trieste; dirigente Total.

#### BIBLIOGRAFIA

- [1] D. F. CARIS, B. J. MITCHELL, A. D. MC DUFFIE, F. A. WYCZALEK - Mechanical octanes for higher efficiency.
- [2] Manuale dei metodi di valutazione delle proprietà antidetonanti dei carburanti e delle qualità di accensione dei gasoli, Cuna, 1961.
- [3] C. DONISELLI - La valutazione delle proprietà antidetonanti delle benzine mediante un nuovo motore a rapporto di compressione variabile, ATA, luglio 1965, p. 388.
- [4] ASTM - Proposed Method of test for knock characteristics of motor fuels by the distribution octane number method.
- [5] E. B. RIFKIN, C. WALCUTT - A basis for understanding anti-knock action, Sae Paper 870, 1956.
- [6] S. D. HERON, A. E. FELT - Cylinder performance: a study of turbulence, quench, and spark advance effects, Ethyl Corporation report N. AR-216, 1952.
- [7] G. M. RASSWEILER, L. WITHROW - Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards, Sae Trans. May 1938, p. 185.
- [8] F. MINA - Preignizione ed additivi per benzine, ATA, gennaio 1955, p. 16.
- [9] L. G. PLESS - Surface ignition and rumble in engines, Sae Paper 650391, 1965.
- [10] F. W. BOWDITCH, T. C. YU - A consideration of the deposit ignition mechanism, Sae Trans., 1961, p. 435.
- [11] M. D. DOWNS, F. B. THÉOBALD - Effets des caracteristiques des carburants et des conditions de fonctionnement du moteur sur le pré-allumage, Journal SIA, mai 1965, p. 259.
- [12] Engine noise symposium, Sae SP-157, 1958, comprendente le memorie [12.1] [12.11].
- [12.1] V. F. MASSA - Starting and stopping modern engines; new combustion problems.
- [12.2] W. E. MORRIS, D. C. FARISS - Thudding in high compression ratio engines.
- [12.3] A. E. FELT, A. J. WARREN, C. A. HALL - Rumble, a deposit effect at high compression ratio.
- [12.4] R. H. PERRY JR., H. V. LOWTHER - Knock Knock, spark Knock, wild ping or rumble?
- [12.5] H. F. HOSTETLER, W. R. TUURI - Knock, rumble and ping.
- [12.6] J. L. BAME, R. G. TUELL - Engine pounding, its causes and control.
- [12.7] J. A. ROBINSON, M. D. BEHRENS, R. G. MOSHER - Investigating rumble in single cylinder engines.
- [12.8] W. M. WIESE - If you squeeze them, must they scream?
- [12.9] R. W. YOUNG - Abnormal combustion in high compression single cylinder engines.
- [12.10] L. ELTINGE, H. R. TAGLIAFERRO, T. O. WAGNER - Customers anti-knock ratings.
- [12.11] F. D. BUERSTETTA, W. C. HEALY, L. A. REYNOLDS, H. C. WALTERS, R. RHODE - Road anticknock performance and the boiling range of hydrocarbon types.
- [13] R. F. STEBAR, W. M. WIESE, R. L. EVERETT - Engine rumble, a barrier to higher compression ratio?, Sae Paper 83 U, 1959.
- [14] D. F. CARIS, E. E. NELSON - A new look at high compression engines, Sae Trans., 1959.
- [15] L. RAYMOND - Problemi comuni nel campo automobilistico e dei prodotti petroliferi negli U.S.A., ATA, luglio 1959, p. 302.
- [16] C. POLLONE - L'evoluzione dei motori automobilistici in relazione ai combustibili, ATA, dicembre 1959, p. 469.
- [17] R. N. JANEWAY - Fast burn makes engine rough in 1963 as in 1920's, Sae Journ, May 1963, p. 67.
- [18] A. E. W. AUSTEN, T. PRIEDE - Diesel engines dont have to be so noisy, Sae Journal, May 1965, p. 71.
- [19] S. CURRY - A three dimensional study of flame propagation, Sae Trans., 1963, p. 628.
- [20] W. E. SYTZ - The identification and characterisation of rumble and thud, Sae Trans. 1960, p. 93.
- [21] J. ANDON, C. MARKS - Engine roughness, the key to lower octane requirement, Sae Trans., 1964, p. 636.

## Misurazione della costante politropica su cicli di macchine termiche mediante calcolatore analogico

Quando un «effetto reale» entra in gioco nei gas, si devono considerare i fenomeni aerotermochimici in relazione ai processi interni dei sistemi propulsivi, poiché il comportamento dei gas reali è apprezzabilmente diverso da quello di un «gas perfetto», gli impianti di macchine che operino nel dominio dei gas reali devono essere attentamente disegnati. Nel presente lavoro di CORRADO CASCI e O. TÜRZÜN-ALP, sarà presentato un sistema elettronico di misura per investigazioni sperimentali dei suddetti effetti, in cui sono state incluse le variazioni dei fenomeni termodinamici in termini delle costanti politropiche — il fattore più significativo nella pratica delle macchine termiche — ed una delle tre variabili necessarie per un'informazione completa. Il lavoro si conclude con un esempio d'applicazione della tecnica proposta e saranno presentati i dati ottenuti.

### Considerazioni teoriche generali

Si può caratterizzare un gas come perfetto od ideale secondo criteri diversi. Nel campo delle macchine termiche due considerazioni sono di fondamentale importanza, cioè:

- si può parlare di un gas che sia perfetto nel senso termodinamico;
- si può parlare di un gas ideale nel senso fluidomeccanico.

Si può fare una descrizione qualitativa del gas in entrambe le categorie. Ciò non sarà svolto nel presente lavoro poiché già esiste in materia un'eccellente letteratura.

Un gas che sia termodinamicamente perfetto viene rigorosamente definito dall'equazione termodinamica di stato:

$$p = \rho \cdot R \cdot T \quad (1)$$

Un gas è fluidomeccanicamente ideale se non ha viscosità, cioè:

$$\mu = 0 \quad (2)$$

Nel presente lavoro si tratterà in particolare del comportamento dei gas dove la (1) non sia valida.

Un gas reale è definito semplicemente come quel gas per cui sia:

$$p \neq \rho \cdot R \cdot T$$

Si può poi scrivere per il gas reale:

$$p = \Gamma \cdot \rho \cdot R \cdot T \quad (3)$$

dove  $\Gamma$  sia il coefficiente di scostamento (dal comportamento di gas perfetto). A seconda delle condizioni reali esistenti:

$$\begin{aligned} \Gamma &= 1 \\ \Gamma &> 1 \\ \Gamma &< 1 \end{aligned} \quad (4)$$

In un gas gli effetti reali intervengono innanzi tutto in tre maniere, cioè:

- sottoponendo il gas ad alte pressioni;
- sottoponendo il gas ad alte temperature;
- sottoponendo il gas a forti radiazioni d'energia.

Il campo della fluidodinamica delle macchine termiche riguarderà probabilmente gli effetti prodotti dalle alte temperature e pressioni. Si potrebbe notare che a pressioni molto basse un gas deve essere analizzato con particolare riguardo. Tuttavia il regime gascinamico dei gas rarefatti esula dai limiti del presente lavoro.

L'ingegnere che si assume il compito di progettazione dei sistemi propulsivi è familiare con gli effetti che possono intervenire quando un gas non si comporta più come perfetto. Saranno qui riassunti alcuni dei più importanti aspetti della dinamica dei gas reali e si considereranno i tre maggiori aspetti del problema:

- aspetti termodinamici;
- fenomeni di trasporto;
- aspetti fluidodinamici.

Nel regime dei gas ionizzati si terrà anche conto della conduttività elettrica.

I numerosi aspetti della dinamica dei gas reali sono già stati esaurientemente trattati. Tuttavia, nei limiti e negli scopi della presente introduzione, viene presentato un breve sommario qualitativo degli effetti dei gas reali. Sarà inoltre introdotta una differenziazione per i fenomeni di flusso in gas perfetti, con calori specifici e com-

posizioni chimiche costanti, ed in gas reali, con dissociazione, eccitazione ecc.

Quando un gas in equilibrio viene riscaldato, la sua energia traslazionale viene incrementata. Per il principio di equipartizione della energia, l'incremento in questa forma o manifestazione esterna di energia deve essere distribuito su due forme interne, cioè:

- rotazionale;
- vibrazionale.

Il trasferimento di energia che influenza la forma esterna o traslazionale si realizza tramite collisioni fra le molecole. Il passaggio dell'energia alle forme rotazionale e vibrazionale richiede un *intervallo di tempo finito*.

In pratica l'energia rotazionale raggiunge i suoi valori di equilibrio più rapidamente di quella vibrazionale.

Se un gas viene bruscamente raffreddato, così come nei rapidi processi di riscaldamento, il suo contenuto di energia interna è troppo grande e quindi diviene necessario dissiparla esternamente attraverso un gran numero di collisioni intermolecolari.

Quando la frequenza delle compressioni e rarefazioni, nel caso di propagazione di un disturbo, è bassa, sicché il periodo è grande in confronto ai tempi di rilassamento del gas, allora si può definire una *velocità del suono di equilibrio*.

In altre parole il gas in questo caso si rilassa e raggiunge le sue condizioni di equilibrio prima che il disturbo lo abbia superato.

Tale velocità acustica allora specifica che il flusso non soltanto è isentropico, ma inoltre non pre-

senta variazioni nell'equazione dell'energia libera di Gibbs:

$$a_e^2 = \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_S \Delta F = 0 \quad (5)$$

Se tuttavia il periodo del ciclo è inferiore al tempo di rilassamento del gas, allora questo non può raggiungere il valore di equilibrio dell'energia interna del combustibile.

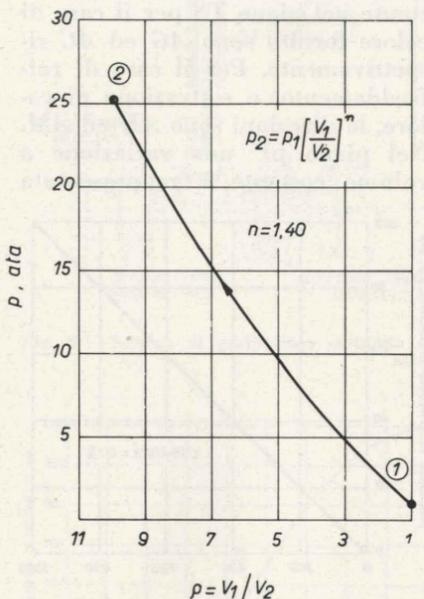
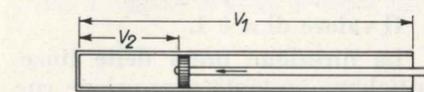


Fig. 1 - Curva reale di compressione.

In tal caso si definisce una *velocità del suono congelata*

$$a_j^2 = \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_S^{[\beta]} = 0 \quad (6)$$

dove  $\beta$  tiene conto degli effetti chimici.

Si può notare nelle equazioni (5) e (6) che entrambe le velocità del suono assumono le condizioni del caso di comportamento isentropico.

Tuttavia in più esse sono in relazione con l'energia libera di Gibbs ed alla concentrazione chimica. Poiché:

$$\begin{aligned} a_e &= a_f \\ a_e &< a_f \end{aligned} \quad (7)$$

si può poi scrivere:

$$a_e^2 = a_j^2 + \sum_i \left( \frac{\partial p}{\partial \beta_i} \right)_S \cdot \left( \frac{\partial \beta_i}{\partial \rho} \right)_S \Delta F = 0 \quad (8)$$

Quando una composizione chimica è fissata la sommatoria di termini nella (8) scompare. Si deduce dall'equazione (8) che si deve distinguere fra due termini « $\gamma$ », cioè:

- il rapporto convenzionale fra i calori specifici di un gas perfetto (costante);
- l'effettivo;

così si definisce i seguenti termini:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (9)$$

$$\gamma_{eff} = a^2 \frac{\rho}{p} \quad (10)$$

Nello studio dei fenomeni reali nei gas si dovrà usare l'equazione (10). Molte equazioni di gasdinamica coinvolgono il  $\gamma$ . Così quando si confrontano calcolazioni rilevate in diversi posti, è necessario essere capaci di distinguere fra il rapporto dei calori specifici del gas perfetto ed il  $\gamma$  effettivo definito dall'equazione (10).

### Considerazioni teoriche.

Le conoscenze sulle proprietà dei gas vengono fondamentalmente contraddette dall'evidenza sperimentale. In effetti si osserva che i gas deviano da una rigorosa aderenza alle leggi già discusse ed alle equazioni caratteristiche derivate da esse.

È noto che tutti i processi termodinamici seguono una relazione tipo esponenziale.

Nell'equazione generale della energia:

$$Q_{12} = U_2 - U_1 + \frac{L_{12}}{J} \quad (11)$$

dove  $Q_{12}$  è il calore fornito o ceduto.

Un processo politropico può essere definito dalla relazione:

$$p \cdot V^n = C \quad (12)$$

D'altronde:

$$Q_{12} = G \cdot c_n \cdot (T_2 - T_1) \quad (13)$$

dove  $c_n$  è il calore specifico ed il suo valore dipende dal tipo di processo.

$$U_2 - U_1 = G \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) \quad (14)$$

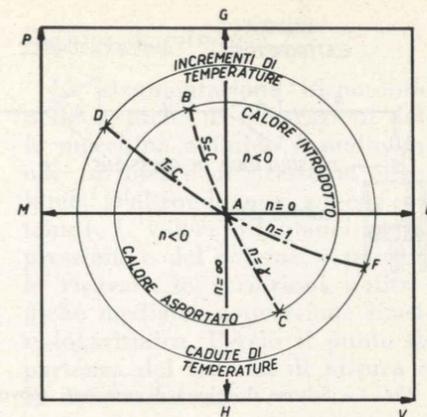


Fig. 2 - Variazione della costante politropica nel piano P-V.

$$L_{12} = \int_1^2 p \cdot dV \quad (15)$$

ma:

$$\begin{aligned} p \cdot V^n &= p_1 \cdot V_1^n = \\ &= p_2 \cdot V_2^n = c \end{aligned} \quad (16)$$

quindi:

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{V_1^n}{V_2^n} \quad (17)$$

Allora l'equazione generale dell'energia per un processo senza efflusso di massa diviene:

$$\begin{aligned} Q_{12} &= G \cdot c_n \cdot (T_2 - T_1) = \\ &= G \cdot c_v \cdot (T_2 - T_1) + \\ &+ \frac{G \cdot R \cdot (T_2 - T_1)}{J(1-n)} \end{aligned} \quad (18)$$

e da:

$$\frac{R}{J} = c_p - c_v \quad (19)$$

sostituendo:

$$\frac{c_p}{c_v} = \gamma \quad (20)$$

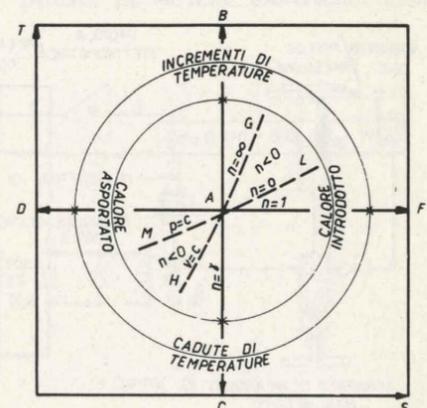


Fig. 3 - Variazione della costante politropica nel piano T-S.

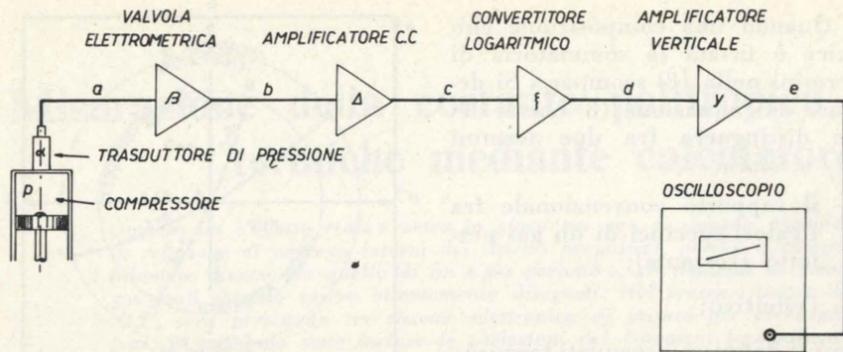


Fig. 4 - Schema di misura di pressione, conversione logaritmica e visualizzazione verticale.

$$Q_{12} = G \cdot c_n \cdot (T_2 - T_1) = \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{J(\gamma - 1)} + \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{J(1 - n)} \quad (21)$$

anche:

$$c_n = c_v + \frac{R}{J} \left( \frac{1}{1 - n} \right) \quad (22)$$

così:

$$c_n = c_v + \frac{c_p - c_v}{1 - n} \quad (23)$$

Consegue quindi:

$$c_n = c_v \cdot \left( \frac{\gamma - n}{1 - n} \right) \quad (24)$$

Il valore di  $n$  può essere determinato dalla curva reale di compressione, vedi fig. 1.

Nelle figg. 2 e 3 è indicato con  $A$  lo stato iniziale del gas. Attraverso  $A$  può essere tracciata una famiglia di un infinito numero di curve, tutte rispondenti alla stessa equazione generale:

$$p \cdot v^n = c \quad (12)$$

e differendo fra loro solo nel valore di  $n$ .

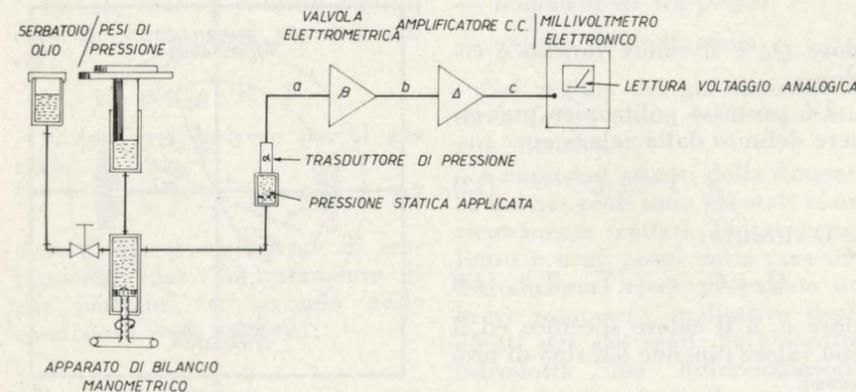


Fig. 5 - Schema di calibrazione statica con trasduttore di pressione+valvola elettrometrica+ amplificatore C.C.

menti simili, oppure con una continuazione dell'isoterma passante per  $A$ , si è visto che la linea di espansione e temperatura costante  $AF$  giace davanti l'adiabatica nel piano  $pV$ .

Sul piano entropia-temperatura l'isoterma è orizzontale e la direzione per la compressione ed espansione è determinata a seconda che il calore sia estratto o fornito durante l'espansione.

Il valore di  $n$  è 1.

La direzione presa delle linee a volume costante e pressione costante nel piano  $TS$  per il caso di calore fornito sono  $AG$  ed  $AC$  rispettivamente. Per il caso di raffreddamento, o sottrazione di calore, le direzioni sono  $AH$  ed  $AM$ . Nel piano  $pV$  una variazione a volume costante è rappresentata

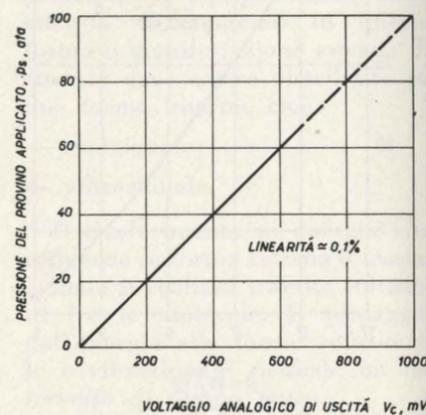


Fig. 6 - Curva di linearità statica per trasduttore di pressione+valvola elettrometrica+ amplificatore C.C.

da una linea verticale. Se la direzione è verso l'alto o il basso dipende da se il calore è fornito o sottratto, e se la pressione aumenta o diminuisce durante l'operazione.

La direzione della curva a pressione costante nel piano  $pV$  si ricava allo stesso modo.

Per curve che cadono entro gli angoli  $LAH$  e  $GAM$  i valori di  $n$  sono positivi. Per curve entro gli angoli  $GAL$  e  $MAH$  i valori di  $n$  sono negativi.

*Impianto sperimentale e calcolatore analogico per la misura della costante politropica di cicli di motori a combustione interna.*

Nei precedenti paragrafi si è considerato qualche aspetto teo-

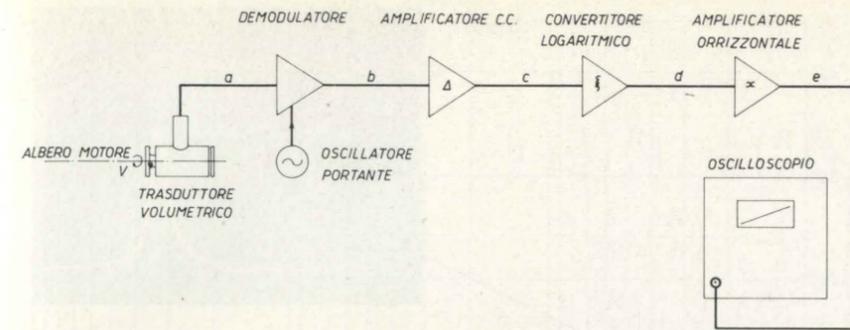


Fig. 7 - Schema di misura di volume, conversione logaritmica e visualizzazione orizzontale.

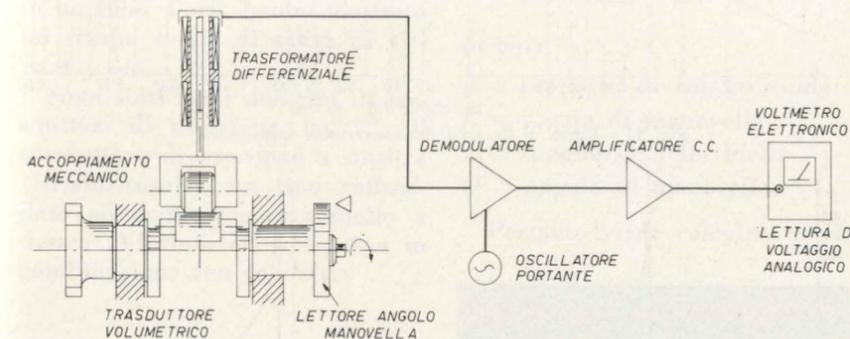


Fig. 8 - Schema di calibrazione costituito da trasduttore volumetrico+ demodulatore+ amplificatore C.C.

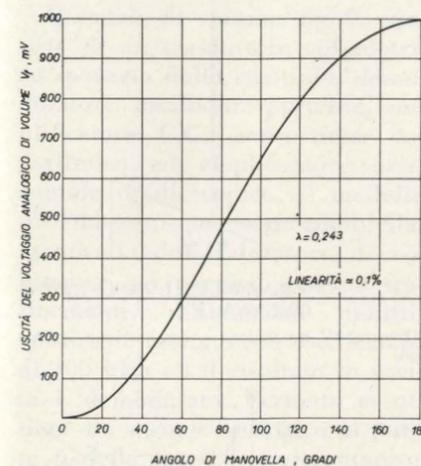


Fig. 9 - Curva di linearità del trasduttore di volume+ demodulatore+ amplificatore C.C.

rico e pratico degli effetti dei gas reali. È ovvio che il fattore più importante nei processi dei motori a combustione interna è la conoscenza delle costanti politropiche.

Una misurazione diretta di tali costanti assieme alle altre variabili effettivamente misurabili (pressione-volume) può fornire dati completi circa il funzionamento termodinamico dei motori.

Essa è inoltre anche un perfetto mezzo di correlazione per i

fattori secondari che intervengono nei cicli termici.

Sono d'altro canto note le difficoltà che si incontrano nella pratica per eseguire misure di temperatura di fenomeni rapidamente variabili nel tempo ed in ogni caso tali misure hanno precisione limitata. È conveniente quindi sostituire alla variabile temperatura un'altra variabile la cui misura non presenti gli inconvenienti di cui si è fatto cenno.

Nella presente relazione l'applicazione della tecnica proposta è stata fatta in un motore a combustione interna.

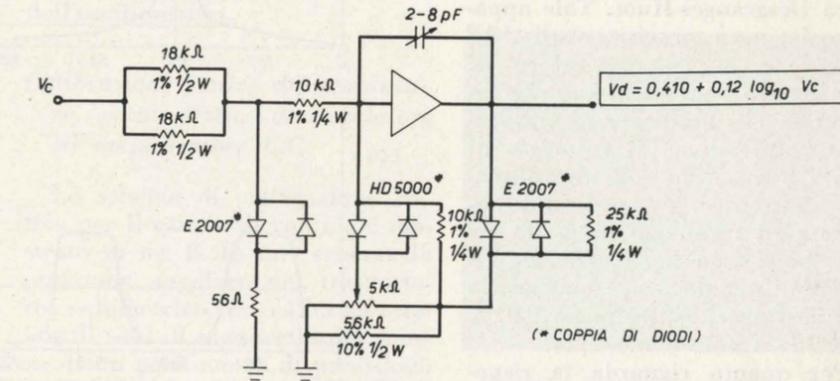


Fig. 10 - Diagramma del circuito del convertitore logaritmico.

## Tecnica di misura

La strumentazione disponibile nelle tecniche di misurazioni delle macchine a fluido è molto facile in misure di pressione e volume. D'altronde non appena ottenuti i valori istantanei della pressione e del volume, è possibile ricavare le variazioni politropiche mediante conversione lineare-logaritmica. Perciò il punto di partenza del sistema di misura è la nota relazione:

$$p \cdot V^n = c \quad (12)$$

Passando ai logaritmi:

$$\log_{10} p + n \log_{10} V = c_1 \quad (25)$$

e risolvendo per  $n$  (costante politropica):

$$n = \frac{c_1 - \log_{10} p}{\log_{10} V} \quad (26)$$

L'esistenza della costante  $C_1$  nell'equazione (26) porta ad usare un calcolatore analogico con due separati canali di misurazione, cioè:

$$\begin{aligned} \text{I} - p &\rightarrow \log_{10} p \\ \text{II} - V &\rightarrow \log_{10} V \end{aligned} \quad (27)$$

*Canale per misure di pressione, conversione logaritmica e spostamento verticale.*

Il canale di pressione, fig. 4, è composto di un trasduttore piezoelettrico a quarzo, una valvola elettrometrica, un amplificatore C.C. un convertitore logaritmico, ed infine un canale verticale dell'oscilloscopio.

Il trasduttore piezoelettrico a quarzo converte una pressione applicata in cariche elettriche. Una

valvola elettrometrica fornisce una corrente proporzionale a sua volta alla variazione di carica elettrica, che quindi rappresenta le variazioni di pressione nella macchina. L'amplificatore C.C. fornisce una variazione di voltaggio amplificato. Le funzioni di trasferimento del trasduttore, la valvola elettrometrica e l'amplificatore C.C. sono linearizzati, la loro linearità viene fatta corrispondere tramite lo schema mostrato in fig. 5.

Pertanto si è ottenuto un segnale di uscita di  $0 \div 1000$  mV per un ingresso di pressione di ordine di grandezza  $0 \div 100$  Ata. Tale intervallo è fissato tenendo conto delle caratteristiche d'ingresso del convertitore logaritmico. Il segnale analogico di pressione viene poi introdotto nel convertitore logaritmico, la cui funzione di trasferimento viene espressa e misurata da:

$$V_d = 0,410 + 0,12 \log_{10} V_c \quad (28)$$

Tale funzione è fatta corrispondere con l'uscita di un'onda quadrata di un generatore di funzioni poiché è un circuito dinamico. Pertanto le variazioni di pressione nella macchina sono convertite in un voltaggio analogico elettrico  $V_c$ , convertite logaritmicamente  $V_d$  amplificate mediante l'amplificatore verticale dell'oscilloscopio e proiettate attraverso il raggio catodico sullo schermo del tubo.

#### Calibrazione statica del trasduttore di pressione, valvola elettrometrica ed amplificatore C.C.

Lo schema di calibrazione statica è mostrato in fig. 5. In esso, la pressione statica è ottenuta con un apparato di bilancia manometrica Desgranges-Huot. Tale apparato ha una precisione di  $10^{-10}$  atmosfere in 360 atmosfere di pressione. Le pressioni statiche sono state poi applicate al trasduttore di pressione. Il voltaggio di uscita è misurato con un voltmetro elettronico. Le pressioni applicate ed i voltaggi di uscita sono riportati in fig. 6. Diverse ripetizioni di tale prova ha mostrato una linearità di almeno 0,01% riferito al valore massimo.

Per quanto riguarda la risposta dinamica, prova effettuata

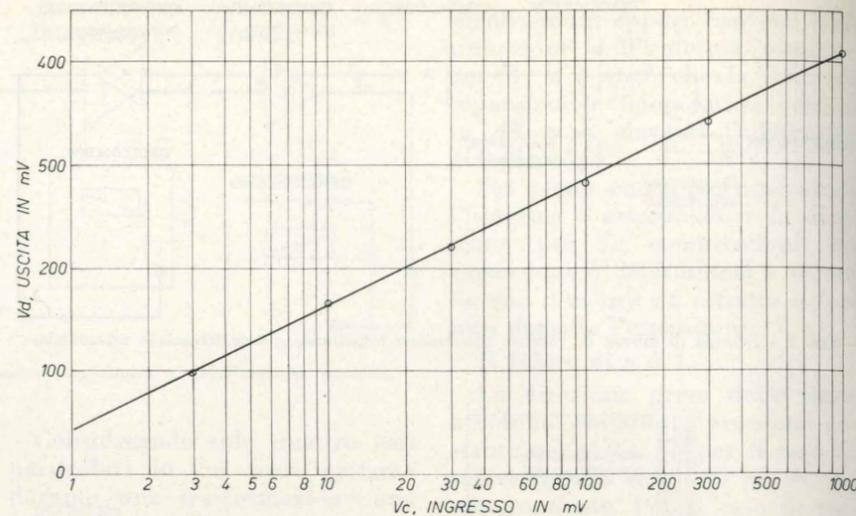


Fig. 11 - Curva di linearità del convertitore logaritmico.

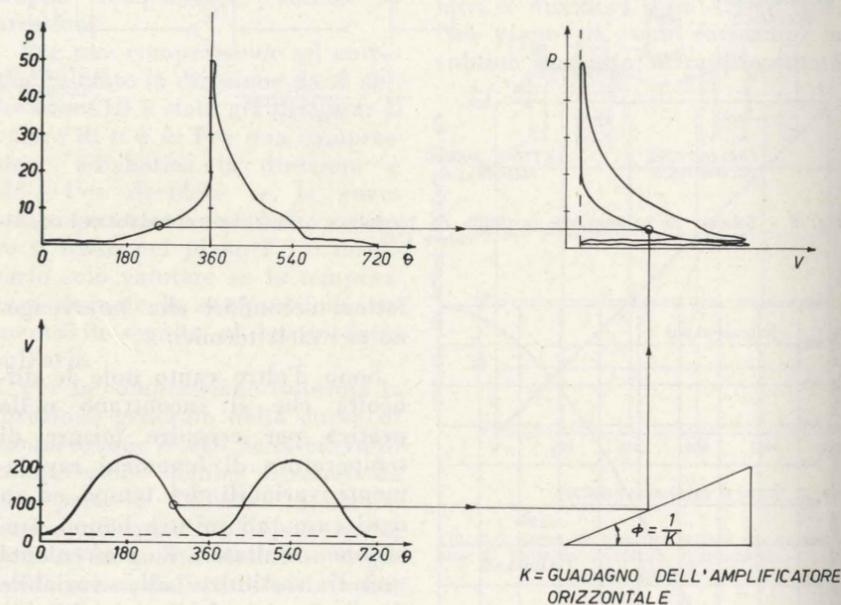


Fig. 12 - Diagramma logico per un ciclo chiuso (lineare) di un motore a combustione interna a 4 tempi.

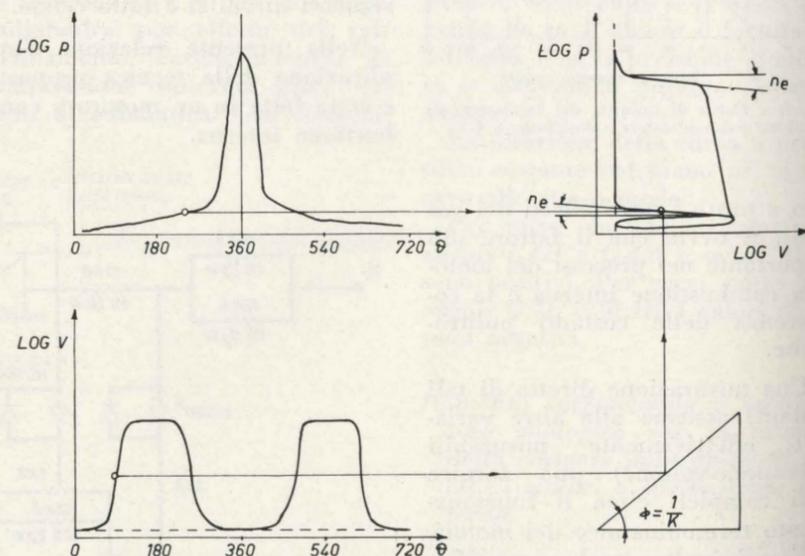


Fig. 13 - Diagramma logico per un ciclo chiuso (logaritmato) di un motore a combustione interna a 4 tempi.

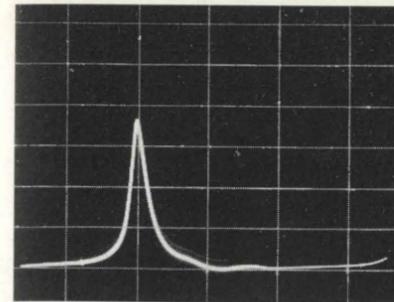


Fig. 14 - Ciclo rilevato ( $p=f(\theta)$ ).

in un tubo d'urto hanno mostrato un tempo totale di salita di circa  $4 \mu$  sec.

Sono stati usati due tipi di trasduttori di pressione, fig. 22; il trasduttore di pressione a sinistra (Erich-Brosa) è un tipo raffreddato ad acqua, mentre quello a destra (Vibrometer) è un tipo in combinazione con candela.

#### Canale per misura di volume, conversione logaritmica e visualizzazione orizzontale.

Il canale di volume, fig. 7, consiste di un trasduttore volumetrico spazzato dallo stantuffo, demodulatore, oscillatore portante, amplificatore C.C., convertitore logaritmico ed amplificatore orizzontale oscilloscopico. Il modello di meccanismo stantuffo-biella-manovella del trasduttore di volume, è equipaggiato con un trasformatore differenziale induttivo. Esso è eccitato con oscillazioni di 100 kHz ed il risultato in uscita è demodulato. Pertanto si ottiene un segnale analogico al punto 6 della fig. 7, rappresentante:

$$V = a - \frac{1}{2} \cos \theta - b \cos 2\theta \quad (29)$$

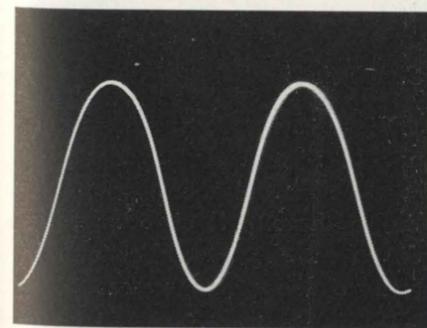


Fig. 15 - Segnale di volume ( $v=f(\theta)$ ).

dove:

$$a = \frac{1}{e-1} + \frac{1}{2} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{R}{L} \right) + \frac{3}{64} \left( \frac{R}{L} \right)^3 + \frac{5}{256} \left( \frac{R}{L} \right)^5 + \dots \right]$$

$$b = \frac{1}{8} \left( \frac{R}{L} \right) + \frac{1}{32} \left( \frac{R}{L} \right)^3 + \frac{15}{1024} \left( \frac{R}{L} \right)^5 + \dots$$

in cui:

$e$  = rapporto di compressione  
 $R$  = raggio di manovella  
 $L$  = lunghezza della biella  
 $\theta$  = angolo di manovella.

Pertanto viene calcolato il rap-

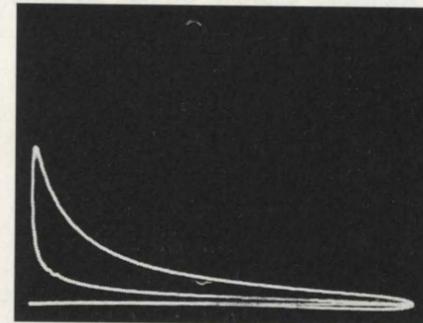


Fig. 16 - Ciclo chiuso lineare rilevato ( $p=f(v)$ ).

porto  $R/L$  del motore in prova ed introdotto nel trasduttore volumetrico. Il segnale in uscita dell'amplificatore C.C. è regolato per  $0 \div 1000$  mV della variazione totale di volume. Tale segnale è successivamente introdotto in un convertitore logaritmico ed usato nel canale di pressione. Il segnale di volume logaritmato è poi introdotto nel canale orizzontale dell'oscilloscopio.

#### Calibrazione statica del trasduttore volumetrico, demodulatore ed amplificatore C.C.

Lo schema di calibrazione statica per il canale di volume è mostrato in fig. 8. In tale schema la posizione angolare del trasduttore volumetrico è realizzata con angoli noti di manovella per mezzo di un goniometro di precisione e l'uscita dell'amplificatore C.C.

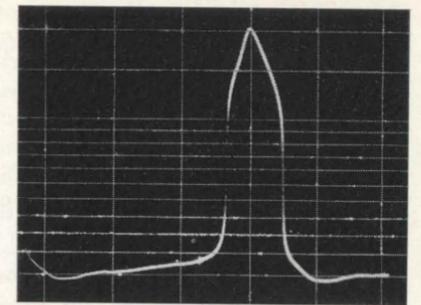


Fig. 17 - Ciclo logaritmato ( $\log p=f(\theta)$ ).

viene letta per mezzo di un voltmetro elettronico per ogni angolo di manovella.

Gli assegnati valori angolari vengono riportati in funzione del voltaggio d'uscita, fig. 9. Tale curva sperimentale viene confrontata con i valori teorici calcolati per mezzo dell'equazione (29) per ciascun tipo di motore. L'errore è di circa il 0,01% riferito al valore massimo.

#### Meccanismo di visualizzazione.

I segnali analogici di pressione e volume sono proiettati con un memoscopio Tektronix 564 equipaggiato con macchina fotografica polaroid. Invece di un sistema a base di tempo viene inserito un amplificatore orizzontale. Perciò si ottiene un fascio orizzontale e verticale con sensibilità regolabile. Poi i segnali analogici di volume e pressione vengono introdotti nelle entrate verticali ed orizzontali dello schermo, fig. 12.

In questa maniera si ottiene il ciclo chiuso del motore.

Successivamente sono stati inclusi i convertitori logaritmici e si è ottenuto il ciclo chiuso logaritmato del motore.

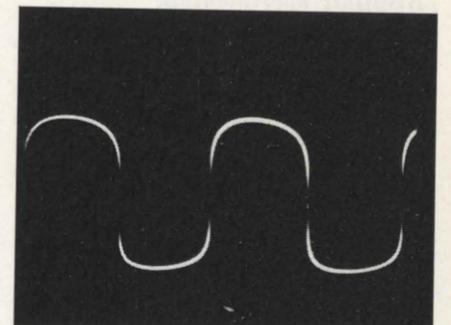


Fig. 18 - Segnale di volume logaritmato ( $\log v=f(\theta)$ ).

### Procedimento di misura.

Il procedimento di misura prima di ogni singola lettura può essere sintetizzato come segue:

1) controllo del punto di zero dell'amplificatore elettrome-

trico;

2) controllo di calibrazione statica del trasduttore di pressione;

3) controllo di calibrazione del trasduttore di volume;

4) controllo di sensibilità dell'oscilloscopio (per i canali orizzontale e verticale);

5) controllo della tensione di polarizzazione del convertitore logaritmico.

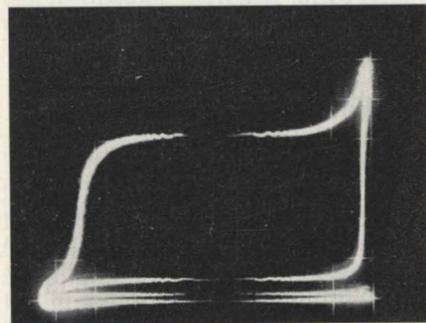


Fig. 19 - Ciclo chiuso logaritmato ( $\log p = f(\log v)$ ).

\* Segnale viene invertito dai convertitori logaritmici di 180°.

Durante tale procedimento tutti i fattori di scala introdotti sono assicurati per ogni lettura.

Dopo ogni lettura viene ricontrollata la calibrazione della pressione.

### Risultati sperimentali.

Il suddetto sistema di misurazione elettronica è stato applicato ad un motore monocilindrico Gilera con le seguenti caratteristiche:

#### Motore

Alesaggio	= 65 mm
Corsa	= 61 mm
Rapporto $\lambda$	= 0,243
$V_1$	= 28 cm <sup>3</sup>

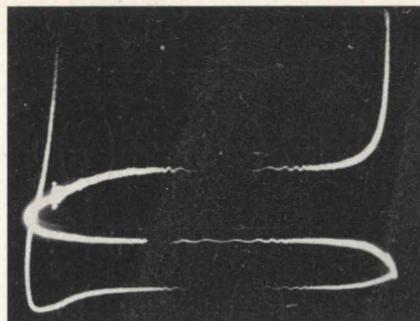


Fig. 20 - Fase di pompaggio del ciclo chiuso logaritmato ed amplificato.

$$V_2 = 202,4 \text{ cm}^3$$

rapporto di compressione =  $\rho = 8,229$

#### Distribuzione

Apertura aspirazione = 27° anticipo

Apertura scarico = 56° anticipo

Chiusura aspirazione = 72° ritardo

Chiusura scarico = 28° ritardo

Gioco valvole aspirazione = 0,20 mm

Gioco valvole scarico = 0,25 mm

Diametro valvola di aspirazione = 29,50 mm

Diametro valvola di scarico = 27,00 mm

Pendenza delle sedi = 45°

Le letture che saranno riportate sono ottenute a 3000 giri/min con funzionamento a piena farfalla.

In fig. 14 viene riportato un ciclo del motore:  $p = f(\theta)$ .

In fig. 15 viene riportata la funzione di variazione di volume.

In fig. 16 è rappresentato il ciclo

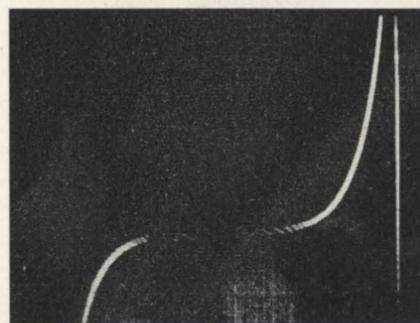


Fig. 21 - Fase di espansione del ciclo chiuso logaritmato ed amplificato.

clo chiuso del motore, cioè  $p = f(v)$ .

In fig. 17 viene illustrato il ciclo logaritmato, cioè  $\log_{10} p = f(\theta)$ .

In fig. 18 è riportato il segnale logaritmato di volume,  $\log_{10} v = f(\theta)$ .

In fig. 19 è riportato il ciclo chiuso logaritmato del motore, cioè:  $\log_{10} p = f(\log_{10} v)$ . In tale diagramma l'inclinazione che rappresenta i diversi processi determina il valore della costante politropica.

In fig. 20 la zona di pompaggio viene ingrandita; la variazione della costante politropica è chiaramente osservabile.

In fig. 21 viene ingrandita la

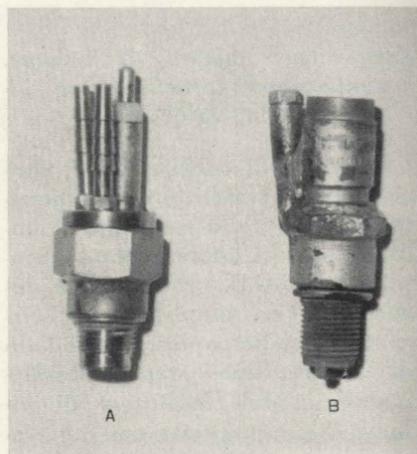


Fig. 22 - Trasduttori di pressione. A) Trasduttore di pressione con raffreddamento; B) Trasduttore di pressione di tipo a candela.

fase di espansione. In questa fase la costante politropica sembra avere un andamento più costante rispetto alla fase di compressione osservata nella penultima lettura.

### Conclusioni

Viene sviluppato un metodo per la misura diretta della costante politropica dei gas nel cilindro durante il ciclo operativo di un motore a combustione interna o di un compressore ecc.

Misurazioni sperimentali tramite sistemi elettronici sono stati

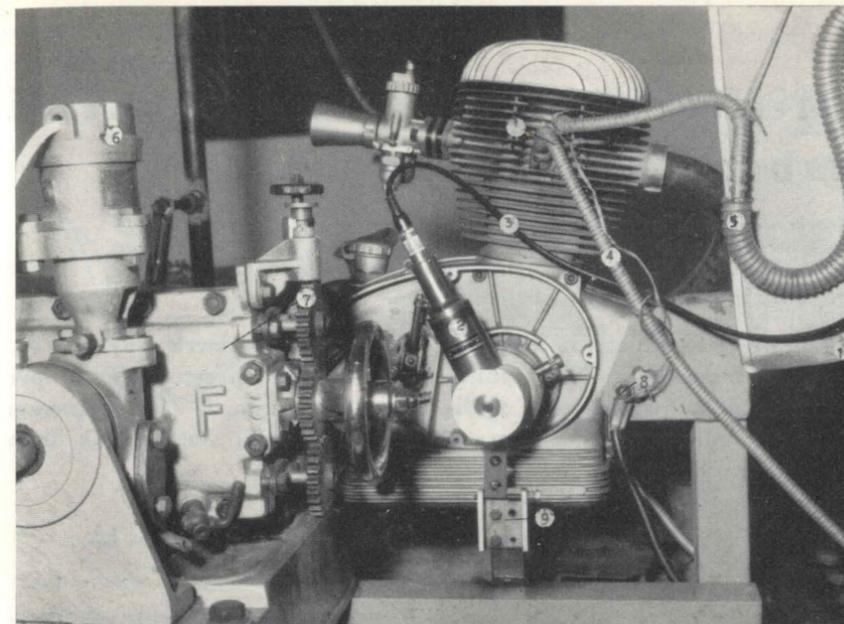


Fig. 23 - Motore e montaggio di trasduttori. 1, Trasduttore di pressione di tipo a candela; 2, Trasduttore di volume; 3, Cavo del trasduttore di volume; 4, Cavo di accensione; 5, Cavo del trasduttore di pressione; 6, Dinamo tachimetrico; 7, Freno dinamometrico; 8, Messa a terra; 9, Regolazione del trasduttore di volume; 10, Ventilatore di raffreddamento.

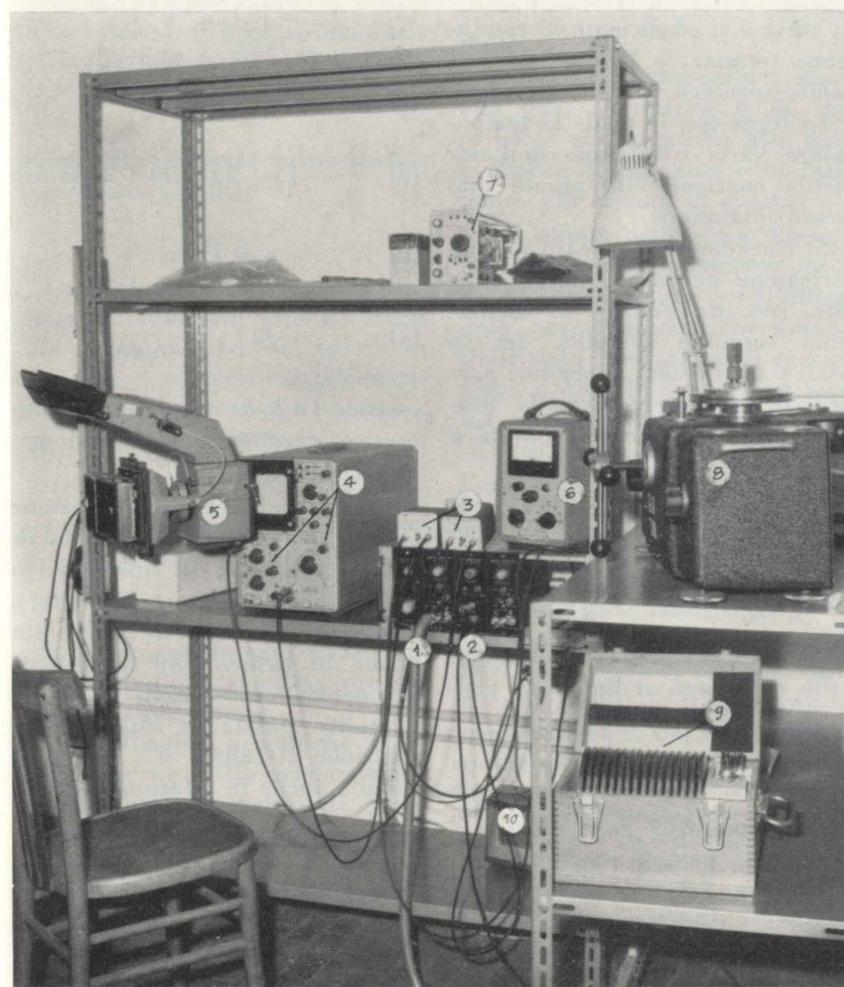


Fig. 24 - Strumentazione elettronica. 1, Valvola elettrometrica + Amplificatore a corrente continua; 2, Demodulatore + Oscillatore; 3, Convertitori logaritmici; 4, Oscilloscopio; 5, Apparecchio fotografico polaroid; 6, Voltmetro elettronico; 7, Gruppo base dei tempi; 8, Bilancio manometrico; 9, Pesi tarati; 10, Stabilizzatore di tensione.

realizzati allo scopo specifico del suddetto studio.

Esistono diversi metodi per valutare perdite di calore in una macchina termica. Tali metodi possono essere grossolanamente divisi in due categorie:

— quelli basati sull'analisi termodinamica dei diagrammi dell'indicatore;

— quelli basati sulla misura dell'ammontare totale di calore assorbito dalle camicie d'acqua o dall'aria di raffreddamento.

Gli autori della presente ricerca hanno seguito il primo metodo, con un nuovo sistema di misura diretta, eliminando l'usuale discrepanza del secondo metodo.

È stato osservato dai dati sperimentali ottenuti che la variazione della costante politropica nella fase di compressione è dell'ordine del 62% del valore massimo ed il valore medio è 1,24, mentre è 1,29 per l'espansione e risulta costante entro il 22% del valore massimo, per il motore a combustione interna nelle specificate condizioni di prova.

Inoltre tali letture possono fornire una buona maniera di valutare la durata ed il gradiente della combustione e l'efficienza termica dei processi.

Sarà inoltre interessante notare che la conversione logaritmica esalta le piccole variazioni ed attenua quelle grandi fornendo un mezzo di migliore interpretazione dei cicli sperimentali misurati.

Corrado Casci

Ordinario di Macchine nel Politecnico di Milano; Direttore del Centro Nazionale di Ricerca sulla Tecnologia della Propulsione e dei Materiali Relativi (C.N.P.M.); Chairman del Propulsion and Energetics Panel dell'AG.A.R.D.; ex assistente del Prof. Ing. Antonio Capetti.

Ö. Tüzünalp

Ricercatore-consulente presso il Centro Nazionale di Ricerca sulla Tecnologia della Propulsione e dei Materiali Relativi (C.N.P.M.); Sezione Propulsione - Politecnico di Milano.

# Oscillazioni termiche nei motori alternativi a combustione interna

CESARE CODEGONE espone la teoria delle oscillazioni termiche nelle parti dei motori alternativi a combustione interna soggette a variazioni periodiche di temperatura, in particolare nelle pareti dei cilindri dei motori stessi, mostrandone, con l'aiuto di esempi numerici, alcuni significativi risultati.

1. Variazioni periodiche di temperatura si verificano in molti apparecchi industriali, in modo particolare nei rigeneratori termici e in taluni tipi di forni a induzione, così come nei motori alternativi a combustione interna, nei quali ultimi tali variazioni si producono per effetto dei cicli termodinamici che in essi si succedono.

I fenomeni, vari e complessi, che per i suddetti motivi si svolgono nei suddetti motori dipendono da molte circostanze: dalla legge di variazione nel tempo della temperatura, dalla forma e dalla natura delle pareti, dall'intensità degli scambi termici con esse e via dicendo.

Il maggiore interesse è ovviamente rivolto a ciò che avviene nelle pareti delle camere di combustione e al possibile ammontare dei flussi termici pulsanti di cui esse sono sede, ma considerazioni analoghe si possono svolgere anche per altre parti analogamente sollecitate.

È scopo di questa nota esporre brevemente la teoria dei fenomeni citati e darne qualche applicazione numerica, richiamando quanto occorre delle proprietà termiche dei materiali costituenti le suddette pareti.

2. Nello studio analitico della questione è in prima approssimazione sufficiente, per quanto si mostrerà nel seguito, far riferimento ad una superficie piana, limitante una parete di spessore infinito.

L'equazione differenziale che in tal caso regge il fenomeno, supposto unidimensionale, è la seguente

$$(1) \quad \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = a_t \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2}$$

in cui  $\theta$  è, al tempo  $\tau$ , la differenza fra la temperatura in un punto generico della parete posto a distanza  $x$  dalla superficie libera e la temperatura media, ed  $a_t$  è il coefficiente di diffusività termica del materiale che costituisce la parete stessa, supposta omogenea e isotropa (1).

Tale coefficiente è fornito dalla espressione:

$$(2) \quad a_t = \frac{k}{\rho c}$$

in cui  $k$  è il coefficiente di conduzione termica,  $\rho$  la densità,  $c$  il calore specifico.

La legge con la quale la temperatura varia col tempo nell'ambiente contiguo alla parete può essere qualunque.

Si considera qui il caso di una variazione periodica, scomponibile, secondo Fourier in oscillazioni sinusoidali semplici, fra le quali si distinguerà, facendovi particolare riferimento, quella fondamentale  $\theta_0$  (sempre contata a partire dal valor medio).

Detta  $[\theta_0]_{\max}$  l'ampiezza di tale fluttuazione si potrà dunque scrivere:

$$(3) \quad [\theta_0]_t = [\theta_0]_{\max} \cdot \cos(2\pi f t)$$

La soluzione della (1) dipende dalle condizioni ai limiti. In par-

(1) Si tratta di un problema classico di propagazione, studiato con particolare riferimento alle variazioni di temperatura della crosta terrestre, e al quale sono legati i nomi illustri di Fourier, Poisson, Lord Kelvin, Helmholtz, Stokes e altri. Per ciò che riguarda l'applicazione alle macchine a stantuffo basterà qui ricordare i nomi del Kirsch (*Die Bewegung der Wärme in den Cylinderwandungen der Dampfmaschinen*, Leipzig, 1886) e del Dahl (*A.S.M.E. Trans.*, 1924, pagina 161).

icolare si supporrà che alla superficie della parete (quindi, per  $x=0$ ) l'energia  $E$  che attraversa l'unità di area sia espressa dalla relazione:

$$(4) \quad \frac{\partial E}{\partial \tau} = k \left[ \frac{\partial \theta}{\partial x} \right]_{x=0} = h \theta$$

in cui  $h$  è il coefficiente di scambio termico liminare.

In tali condizioni la soluzione della (1) risulta (2):

$$(4) \quad \theta_{\tau,x} = [\theta_0]_{\max} \cdot \eta \cdot e^{-nx} \cdot \cos[2\pi f t - nx - \varepsilon]$$

in cui:

$$(5) \quad \frac{1}{\eta} = \sqrt{1 + 2(nk/h) + 2(nk/h)^2}$$

$$(6) \quad n = \sqrt{\pi f/a_t}$$

$$(7) \quad \frac{1}{\varepsilon} = \text{tg} \left[ \frac{1}{1 + (h/nk)} \right]$$

essendo  $(nk/h)$  un parametro numerico, caratteristico del fenomeno in esame.

La (4) afferma che l'oscillazione  $\theta_0$  induce nella parete una oscillazione attenuata in superficie in proporzione al fattore liminare  $\eta$  (crescente con  $h$ ) e in profondità anche in proporzione al fattore esponenziale  $e^{-nx}$ , oscillazione che è inoltre sfasata in superficie in relazione al valore di  $\varepsilon$  e in profondità anche in relazione a  $nx$ .

(2) Cfr. E. W. HOBSON, *Wärmeleitung*, « Encycl. der Math. Wiss. », vol. 5, parte 1, art. 4, pag. 186, Leipzig, 1903-1921. La (4) è valida a regime periodico raggiunto, potendosi allora ritenere nullo il termine transitorio di avviamento. Si veda al riguardo: H. S. CARLSLAW, I. C. JAEGER, *Conduction of Heat in Solids*, Oxford, 1960, pag. 65.

La fig. 1 mostra l'andamento di tali fluttuazioni e delle curve che le inviluppano.

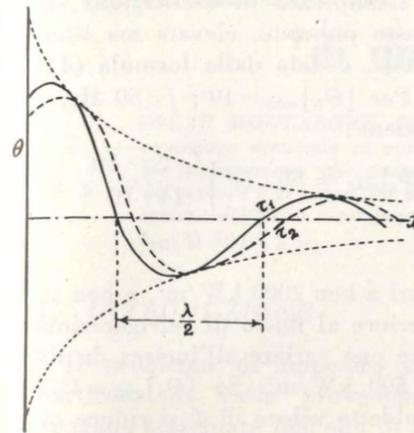


Fig. 1. - Oscillazioni termiche agli istanti  $\tau_1$  e  $\tau_2$ .

Detta  $\lambda$  la lunghezza d'onda delle oscillazioni in istudio si ha:

$$(8) \quad \lambda = 2 \sqrt{\pi a_t / f}$$

La velocità di penetrazione delle oscillazioni stesse vale quindi:

$$(9) \quad \lambda f = 2 \sqrt{\pi a_t}$$

mentre il cosiddetto « decremento logaritmico » è dato da:

$$\frac{\sqrt{\pi f/a_t}}$$

La profondità alla quale l'ampiezza è attenuata fino a ridursi alla m-esima parte del valore in superficie è espressa semplicemente da:

$$(10) \quad x_m = \frac{\ln m}{\sqrt{\pi f/a_t}}$$

e quindi, ad esempio, la riduzione al 5% si verifica alla profondità:

$$(10^*) \quad x_{m=20} \approx 1,7 \sqrt{a_t / f}$$

valore che assumeremo come limite pratico della suddetta profondità di penetrazione.

Le oscillazioni armoniche di ordine superiore alla fondamentale corrispondono a valori di  $f$  più elevati e quindi a profondità minori.

Il flusso termico istantaneo  $\Phi_\tau$  attraversante l'unità di area è espresso dalla (4) e vale quindi:

$$(11) \quad \frac{\partial E}{\partial \tau} = \Phi_\tau = k [\theta_0]_{\max} \cdot [\sqrt{2\pi f/a_t}] \cdot \cos[2\pi f t + (\pi/4)]$$

in cui si è posto  $[\theta_0]_{\max} = \eta \cdot [\theta_0]_{\max}$ .

Esso è dunque pure oscillante ed in mezza oscillazione positiva l'energia assorbita dalla parete varrà:

$$(12) \quad E_{1/2} = k [\theta_0]_{\max} \cdot \sqrt{2/(\pi f a_t)}$$

quantità restituita all'ambiente nella mezza oscillazione successiva.

3. L'applicazione delle relazioni precedenti al caso concreto dei motori a combustione interna, sia pure fatta a titolo di prima approssimazione, richiede alcuni essenziali chiarimenti.

Anzitutto le pareti dei cilindri di tali motori sono la sede di notevoli flussi di energia che sono trasmessi all'esterno a fluidi refrigeranti, mentre nella trattazione precedente tale flusso era supposto nullo.

Pertanto la temperatura media alla quale è riferita la  $\theta_0$  non coincide con la media alla quale è riferita la  $\theta_0$ , anzi è in realtà molto più elevata di questa.

Per effetto dello stesso flusso di refrigerazione l'andamento medio della temperatura nell'interno delle pareti laterali, che sono cilindriche e non piane, di spessore finito e non illimitato, non terse, ma ricoperte di un velo d'olio sede di attrito perché soggetto all'azione periodica degli anelli elastici di tenuta, non è costante, ma decrescente con andamento logaritmico al crescere del raggio, ed è attorno a tale andamento medio che oscillano (e vanno quindi riferite) le temperature stesse. Altre complicazioni si manifestano in corrispondenza del fondo del cilindro e della superficie attiva dello stantuffo.

Inoltre, vari coefficienti che nella trattazione teorica sono supposti costanti, in realtà sono funzioni della temperatura.

In particolare il valore del coefficiente  $h$  di scambio termico liminare, da cui molte relazioni dipendono, è anch'esso periodicamente e notevolmente variabile, e

raggiunge punte molto elevate nell'intervallo di combustione (3).

Introducendo opportuni valori medi si applicheranno ugualmente le relazioni prima ricordate a esempi numerici concreti, ritenendo che nonostante le circostanze citate la teoria fornisca, con l'ordine di grandezza dei risultati, una guida preziosa di orientamento.

## 4. Esempi numerici.

Le variazioni con la temperatura  $t$  del coefficiente  $k$  di conduzione termica nel caso del ferro, e, quale andamento medio, di alcuni tipi di acciaio, è rappresentata in fig. 2.

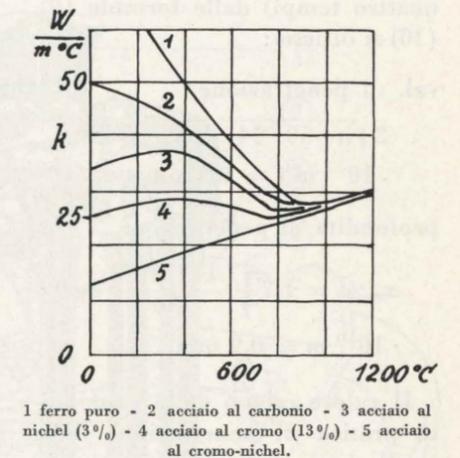


Fig. 2. - Coefficienti di conduzione termica del ferro e di vari acciai.

(3) Cfr. W. NUSSELT, *Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschinen*, « V.D.I. Forsch. Heft », 264 (1923); « Z.V.D.I. », 70 (1926); G. EICHELBERG, *Investigation on combustion engine problems*, « Eng. » (1939); W. PFLAUM, *Heat transfer in internal combustion engines*, « La Termotecnica », 17 (1963), 235. Il Pflaum, correggendo le precedenti relazioni del Nusselt e dell'Eichelberg, giunge sperimentalmente a stabilire che  $h$  è funzione crescente dei valori medi della pressione  $p$  (in at. int. ass.) e della temperatura  $T$  (in °K) dei gas, nonché della velocità media  $c_m$  dello stantuffo e della pressione  $p_L$  di alimentazione. Per le pareti di cilindri non sovralimentati la formula di Pflaum può essere così semplificata:  $h = 0,56 c_m \sqrt{p T}$  (in  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ).

Sul fondo il valore di  $h$  può triplicarsi e si raddoppia con 3 at di sovralimentazione.

[1 at. int. = 1 bar = 750 Torr].

Da essa appare che  $k$  può variare notevolmente con la temperatura. Fra 100 e 200 °C, ad esempio, per acciai al carbonio con piccola percentuale di manganese (0,7%)  $k$  vale circa 50 W/m.°C, riducendosi poi quasi alla metà a 700 °C.

Facendo riferimento all'intervallo 100 ÷ 200 °C, poichè  $\rho$  vale circa 7800 kg/m<sup>3</sup> e  $c$  (crescente con  $t$ ) è intorno a 450 J/kg °C, si ottiene (4):

$$a_t = \frac{50}{7800 \cdot 450} = 14 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Nel caso di un motore veloce (ad es. per  $f=50$  Hz, pari a 3000 giri/min. se il motore è a due tempi, e a 6000 per un motore a quattro tempi) dalle formule (9), (10) si ottiene:

$$\text{vel. di penetrazione} \\ 2\sqrt{\pi \cdot 50 \cdot 14 \cdot 10^{-6}} \cong 9 \cdot 10^{-4} \text{ m/s} = 0,9 \text{ mm/s}$$

$$\text{profondità di penetrazione} \\ x_{m=20} = 1,7 \sqrt{\frac{14 \cdot 10^{-6}}{50}} \cong 9 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0,9 \text{ mm}$$

Il valore esiguo della profondità pratica di penetrazione delle oscillazioni mostra che sarebbe inutile complicare i calcoli per tenere conto che la parete è curva e di spessore finito.

Nel caso di motori lenti a 2 tempi (ad esempio: per  $f=5$  Hz, pari a 300 giri/min) la velocità di penetrazione si riduce a circa 1/3 ( $\cong 1: \sqrt{10}$ ) del valore prima indicato e la profondità si triplica, rimanendo però sempre piccola rispetto agli spessori adottati per i cilindri dei grandi motori Diesel.

Nel caso di alluminio, e sempre in unità internazionali,  $k$  è intorno a 160,  $\rho$  a 2700,  $c$  a 900 e quindi  $a_t$  intorno a  $60 \cdot 10^{-6}$ . Sono quindi facili le relative deduzioni.

Per effettuare il calcolo dell'ampiezza delle oscillazioni indotte

(4) Con acciai al Nichel si possono ottenere valori di  $a_t$  molto minori, fino a circa 1/3 di quello sopraindicato.

nella parete conviene far ricorso alle equazioni (4), (5), (6), (7).

Si supponrà  $h$  variante da  $10^2$  e  $10^3$  W/m<sup>2</sup> °C (5), e la differenza fra i livelli medi di temperatura nella camera di combustione e nella parete, compresa fra 500 e 1000 °C circa.

Per la parete di acciaio prima considerata e per  $f=50$  Hz si ha pertanto dalla (6):

$$n = \sqrt{\pi \cdot 50 / (14 \cdot 10^{-6})} \cong 3 \cdot 10^3 \text{ m}^{-1}$$

e poichè il parametro adimensionale ( $n k/h$ ) assume i seguenti valori:

$$\text{per } h=10^2: \\ nk/h = 3 \cdot 10^3 \cdot 50 / 10^2 = 1,5 \cdot 10^3$$

$$\text{per } h=10^3: \\ nk/h = 3 \cdot 10^3 \cdot 50 / 10^3 = 1,5 \cdot 10^2$$

entrambi elevati, il fattore  $\eta$  di attenuazione liminare (v. formula 5) è necessariamente piccolo e prossimo a  $[h/(nk\sqrt{2})]$ , vale a dire, come ordine di grandezza, esso è prossimo a  $10^{-3}$  ed a  $10^{-2}$  rispettivamente, nè muta sostanzialmente quest'ordine negli altri casi esaminati.

L'attenuazione liminare, ancora accresciuta in realtà dalla presenza di un velo d'olio lubrificante sulle pareti del cilindro o da depositi carboniosi sul fondo, sarebbe dunque, secondo la teoria esposta, molto considerevole, riducendo, al massimo, a qualche decina di gradi, le oscillazioni di temperatura nelle pareti (6).

Pur così ridotte, esse possono però produrre tensioni termiche

(5) Infatti nella formula di  $h$  data in precedenza si ponga ad es.  $c_m=5$  m/s;  $p=10$  at;  $T=1000$  °K. Si ottiene subito  $h=280$  W/m<sup>2</sup> °C; ma variando i parametri in conformità a possibili dati pratici  $h$  spazia nell'intervallo sopraindicato.

(6) Nelle antiche motrici a stantuffo a vapore saturo, per effetto di periodiche condensazioni ed evaporazioni sulle pareti, il valore di  $h$  risultava più elevato (dell'ordine di  $10^4$  e con condensazione a gocce perfino non lontano da  $10^5$  W/m<sup>2</sup> °C). Cfr. P. E. BRUNELLI, C. CODEGONE, *Termocinetica*, Ed. Giorgio, Torino, 1964, pag. 315.

oscillanti non sempre trascurabili, anche perchè concentrate in un piccolo strato (7).

L'ampiezza di oscillazione del flusso pulsante, elevata ma istantanea, è data dalla formula (11).

Per  $[\theta_0]_{\max}=10^\circ$ ;  $f=50$  Hz, si ottiene:

$$[\Phi_r]_{\max} = 50 \cdot 10 \sqrt{\frac{2\pi \cdot 50}{14 \cdot 10^{-6}}} \cong \\ \cong 2 \cdot 10^6 \text{ W/m}^2$$

pari a ben 2000 kW/m<sup>2</sup>, e ben superiore al flusso di refrigerazione che può variare all'incirca da 100 a 500 kW/m<sup>2</sup>. Se  $[\theta_0]_{\max}=1^\circ$  il suddetto valore di  $\Phi$  si riduce ovviamente a 200 kW/m<sup>2</sup>.

L'energia assorbita dalla parete durante una mezza oscillazione verrebbe quindi [formula (12)]:

$$E_{1/2} = 50 \cdot 10 \sqrt{\frac{2}{\pi \cdot 50 \cdot 14 \cdot 10^{-6}}} = \\ = 1,5 \cdot 10^6 \text{ J/m}^2,$$

pari a  $1,5 \cdot 10^6 / 4816 \cong \sim 300$  kcal/m<sup>2</sup>, e sarebbe pertanto esigua.

Se la superficie interessata al fenomeno, che è appunto dell'ordine di 1 m<sup>2</sup> nei cilindri dei grandi motori Diesel, fosse invece, come nel caso dei motori d'automobile, dell'ordine di  $10^{-2}$  m<sup>2</sup> (cioè di 100 cm<sup>2</sup>), basterà dividere per 100 i risultati precedenti, per ottenere i valori richiesti.

Ben diversi sarebbero tutti i risultati numerici sopra indicati se le formule fossero applicate a pareti cattive conduttrici del calore e alle piccolissime frequenze che intervengono nel problema classico delle oscillazioni di temperatura della superficie terrestre. Problema anch'esso, del resto, sia pure per altri motivi, affetto da non poche incertezze.

Cesare Codegone

Ordinario di Fisica Tecnica  
nel Politecnico di Torino

(7) Sulle tensioni termiche in pareti cilindriche cfr. P. E. BRUNELLI, C. CODEGONE, *Generatori di vapore*, Ed. Giorgio, Torino, 1961, pag. 303. Con differenze locali di qualche decina di gradi si possono verificare ad esempio tensioni pari a 30 N/mm<sup>2</sup> ( $\sim 3$  kg/mm<sup>2</sup>).

## L'applicazione del filtro centrifugo per la filtrazione dell'olio di un motore a combustione interna

OSCAR MONTABONE, CLAUDIO PINAMONTI e CARLO POLLONE espongono la teoria del filtraggio centrifugo mettendo in evidenza l'opportunità di un tratto di percorso a «vortice libero». Si esaminano gli inconvenienti che possono derivare in un motore essendo la contropressione variabile con la velocità del motore e si fanno dei paragoni con alcuni risultati sperimentali, mettendo in evidenza i pregi e le limitazioni del filtro centrifugo. Si osserva anche che la convenienza dell'adozione del filtro centrifugo dipende dalle condizioni di impiego del motore.

### 1. INTRODUZIONE

Il problema di impedire che particelle di varia provenienza vengano trascinate dall'olio di lubrificazione e vadano a danneggiare punti delicati del motore, quali cuscinetti e perni dell'albero a gomiti, è diventato sempre più acuto col procedere dell'evoluzione dei motori a combustione interna.

La necessità di ridurre gli ingombri ed i pesi dei motori, di farli funzionare a velocità elevate per aumentarne le potenze specifiche, pur mantenendoli per quanto possibile silenziosi ed al tempo stesso di prolungarne la durata, hanno imposto a tutti i costruttori l'adozione di dispositivi di filtraggio di qualche specie.

La soluzione più logica, quella cioè di ricorrere ad un filtro in serie, attraversato da tutto l'olio che va a lubrificare il motore non ha potuto essere presa in considerazione per lungo tempo, perchè non erano disponibili filtri a portata totale del tipo ad elemento filtrante poroso di durata ragionevole, con ingombri tali da permettere l'installazione nel limitato spazio disponibile nel comparto motore delle vetture moderne.

Per superare questa difficoltà e disporre di un filtro di manutenzione facile e poco costosa e di lunga durata è stato progettato il filtro centrifugo il quale, nonostante alcune limitazioni che appariranno nel corso della trattazione, ha dato ottimi risultati su centinaia di migliaia di motori in esercizio da vari anni.

### 2. DESCRIZIONE DEL FILTRO CENTRIFUGO

La fig. 1 mostra lo schema del circuito di lubrificazione del motore FIAT 500, sul quale è stato

applicato per la prima volta il filtro centrifugo nella costruzione di serie.

L'olio destinato alla lubrificazione del motore dalla pompa passa nel filtro centrifugo, mon-

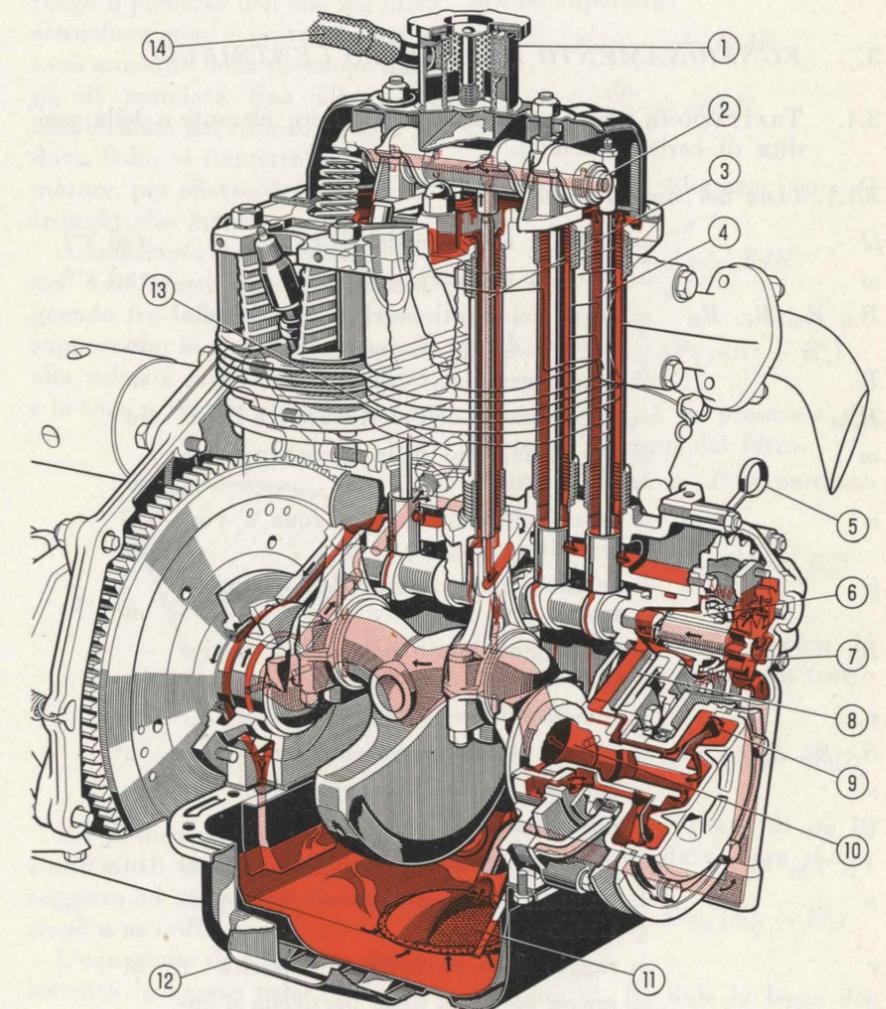


Fig. 1 - Schema della lubrificazione del motore della vettura mod. 500.

1. Bocchettone per introduzione olio, con valvolina scarico vapori. - 2. Albero bilancieri comando valvole. - 3. Tubazione mandata olio all'albero bilancieri. - 4. Condotti di scarico olio dalla testa cilindri. - 5. Asta indicatrice livello olio nella coppa. - 6. Valvola limitatrice pressione olio. - 7. Pompa olio ad ingranaggi. - 8. Mandata olio al filtro centrifugo. - 9. Filtro centrifugo dell'olio. - 10. Albero manovella, con condotto centrale per passaggio olio. - 11. Filtro d'aspirazione della pompa olio. - 12. Convogliatore aria di raffreddamento della coppa olio. - 13. Trasmittitore elettrico d'insufficiente pressione olio. - 14. Tubazione collegata al filtro d'aria per ricircolazione gas e vapori d'olio nell'interno del motore.

tato sull'estremità anteriore dell'albero motore ed entra quindi nella cavità interna dell'albero stesso, dalla quale, attraverso opportune forature o per sbattimento, va a lubrificare i vari organi del moto e della distribuzione.

Il filtro, schematizzato nella fig. 2, è costituito da una scatola cilindrica, collegata rigidamente all'albero motore, nella quale un deflettore obbliga l'olio a seguire il percorso ABCDE. Nel tratto AB viene impartita energia all'olio per mezzo di una palettatura radiale; nel tratto parallelo all'asse, intorno a B, per l'elevata intensità del campo centrifugo si depositano sulla parete esterna le

particelle eventualmente trascinate dall'olio; nel tratto BCDE una seconda palettatura radiale ricupera in parte l'energia fornita nel tratto AB. La palettatura è interrotta nel tratto CD per permettere la formazione di una zona a vortice libero la cui importanza apparirà dalla trattazione seguente.

Essa metterà pure in evidenza l'influenza sul potere filtrante delle dimensioni a massa specifica delle particelle, della viscosità e della portata d'olio e della velocità angolare del motore; infine permetterà di calcolare la caduta di pressione dovuta alla presenza del filtro nel circuito di lubrificazione.

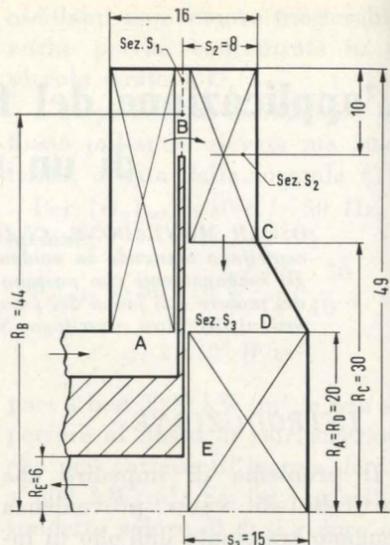


Fig. 2 - Filtro centrifugo olio schematizzato (quote in mm).

### 3.1.2. Condizioni di filtrazione.

Ad un determinato regime del motore cui corrisponde la portata di olio  $Q$ , le velocità  $V$  dell'olio nelle diverse sezioni sono date da (v. fig. 3):

$$V_1 = Q/S_1; \quad V_2 = Q/S_2$$

La velocità di una particella di impurità, relativa all'olio è data, secondo la legge di Stokes, da:

$$u = \frac{2}{9} r^2 \omega^2 R \frac{\rho - \rho_0}{\eta};$$

la particella è stata considerata sferica in prima approssimazione.

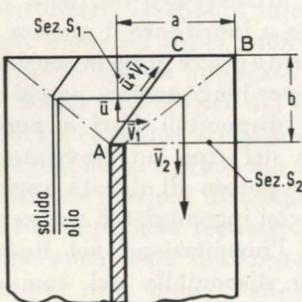


Fig. 3.

Affinchè nella zona intorno a A si abbia il deposito delle particelle solide dovrà verificarsi la condizione:

$$\frac{u}{V_1} \geq \frac{b}{a}$$

in modo che la particella solida in condizioni più critiche segua la

traiettoria di decantazione AC; o indifferentemente l'altra condizione:

$$u > V_2$$

In caso contrario l'impurità verrà trascinata dalla corrente d'olio. Il potere filtrante dipende dunque:

- da alcune grandezze sulle quali non si può influire ( $r, \rho$ );
- da altre su cui si può influire limitatamente:  $\eta$  dettata da esigenze di lubrificazione e  $V$  che non può essere diminuita troppo per ragioni di ingombro;
- dalla velocità angolare  $\omega$  dell'olio, che può essere aumentata facendo passare l'olio che ritorna verso il centro del filtro, in una zona a vortice libero (senza alettature).

Per il teorema del momento della quantità di moto (applicato nella zona immediatamente a valle del punto C):

$$m\omega R^2 = m\Omega R_c^2$$

da cui:

$$\omega = \Omega \left( \frac{R_c}{R} \right)^2$$

Le espressioni della velocità di decantazione nella zona alettata e nella zona a vortice libero sono rispettivamente:

$$u' = \frac{2}{9} r^2 \Omega^2 R \frac{\rho - \rho_0}{\eta}$$

$$u'' = \frac{2}{9} r^2 \Omega^2 \frac{R_c^4}{R^3} \frac{\rho - \rho_0}{\eta}$$

Il filtro risulterà potenziato se  $u'' > u'$ , cioè se:

$$R_{alett} < \frac{R_c^4}{R_{vl}^3}$$

Dando delle dimensioni ai diversi raggi:

$$R_{vl} = m$$

$$R_c = m + n$$

$$R_{alett} = m + n + q$$

sarà:

$$m^4 + m^3n + m^2q < m^4 + 4m^3n +$$

$$+ 6m^2n^2 + 4mn^3 + n^4$$

$$m^3q < 3m^3n + 6m^2n^2 +$$

$$+ 4mn^3 + n^4$$

$$q < n \left[ 3 + 6 \frac{n}{m} + 4 \left( \frac{n}{m} \right)^2 + \left( \frac{n}{m} \right)^3 \right]$$

che risulta essere la condizione da verificare per il potenziamento del filtro.

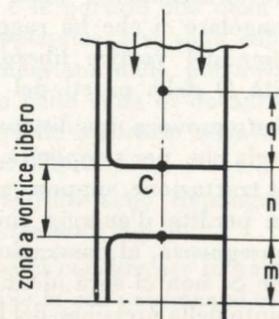


Fig. 4.

### 3.1.3. Perdite di carico.

La distribuzione delle pressioni lungo il percorso dell'olio nel filtro centrifugo non è costante, ma si avrà aumento della pressione dalla  $p_0$  di mandata fino alla  $p_B$  e diminuzione nel ritorno da  $B$  a  $E$ , dove l'olio si immette nell'albero motore, per effetto dei campi centrifughi che attraversa.

Analizziamo come varia la  $p$  nei vari tratti del filtro distinguendo fra la zona alettata, dove supporremo la  $\omega$  del fluido uguale alla velocità angolare  $\Omega$  del filtro, e la zona a vortice libero.

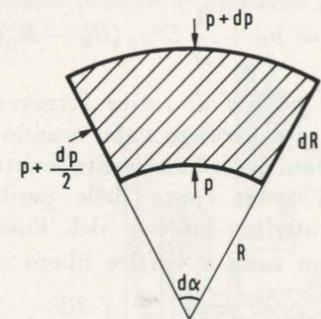


Fig. 5.

Un elemento fluido di volume  $RdRd\alpha dl$  di massa specifica  $\rho_0$  è soggetto ad un campo di accelerazione  $a = \omega^2 R$ .

L'equazione di equilibrio dell'elemento in esame vale:

$$(p + dp)(R + dR) \cdot d\alpha \cdot dl = pRd\alpha dl + 2 \left( p + \frac{dp}{2} \right) dR dl \sin \frac{d\alpha}{2} + \omega^2 \left( R + \frac{dR}{2} \right) \rho_0 \cdot R \cdot dR \cdot d\alpha dl$$

$$(pR + Rdp + pdR + dPdR) \cdot d\alpha \cdot dl = pRd\alpha dl + 2pdRdl \frac{d\alpha}{2} + \frac{2dp}{2} dRdl \frac{d\alpha}{2} + \omega^2 \rho_0 R^2 d\alpha dRdl + \omega^2 \rho_0 \frac{dR}{2} R d\alpha dl dR$$

$$pdR + Rdp + pdR + dPdR = pR + pdR + \frac{1}{2} dpdR + \omega^2 \rho_0 R^2 dR + \frac{1}{2} \omega^2 \rho_0 R dR dR$$

$$Rdp + dRdp = \frac{1}{2} dRdp +$$

$$+ \omega^2 \rho_0 R^2 dR + \frac{1}{2} \omega^2 \rho_0 R dR dR$$

e, trascurando gli infinitesimi di ordine superiore:

$$Rdp = \omega^2 \rho_0 R^2 dR$$

$$\frac{dp}{dR} = \omega^2 \rho_0 R$$

Tratto A - B. Alettato;  $\omega = \Omega$

$$p = p_0 + \int_{R_A}^R \omega^2 \rho_0 R dR$$

$$p = p_0 + \frac{1}{2} \Omega^2 \rho_0 (R^2 - R_A^2)$$

dove  $p_A = p_0$  è la pressione del fluido all'ingresso del filtro.

La pressione in B è pertanto data da:

$$p_B = p_0 + \frac{1}{2} \Omega^2 \rho_0 (R_B^2 - R_A^2)$$

Tratto B - C. Vale ancora la legge ad  $\omega = \Omega$  essendo un tratto alettato:

$$p = p_B + \frac{1}{2} \Omega^2 \rho_0 (R^2 - R_B^2)$$

Sostituendo al posto di  $p_B$  la sua espressione data sopra si ha:

$$p_c = p_0 + \frac{1}{2} \Omega^2 \rho_0 (R_c^2 - R_A^2)$$

Tratto C - D. Vale la legge del vortice libero.

Della costanza dei momenti delle quantità di moto (cfr. 3.1.2.):

$$\omega = \Omega \left( \frac{R_c}{R} \right)^2;$$

## 3. FUNZIONAMENTO DEL FILTRO CENTRIFUGO

### 3.1. TRATTAZIONE TEORICA (Calcolo del potere filtrante e della perdita di carico dell'olio).

#### 3.1.1. Lista dei simboli usati.

$\Omega$	= velocità angolare del filtro . . . . .	rad s <sup>-1</sup>
$\omega$	= velocità angolare dell'olio . . . . .	rad s <sup>-1</sup>
$R_A, R_B, R_C, R_D$	= raggi nei punti corrispondenti nello schema di fig. 2 . . . . .	m
$R$	= raggio generico . . . . .	m
$R_{alett}$	= raggio medio dell'alettatura tra B e C . . . . .	m
$m$	= raggio minimo della zona a vortice libero (fig. 4) . . . . .	m
$n$	= estensione radiale della zona a vortice libero (fig. 4) . . . . .	m
$q$	= semilunghezza radiale dell'alettatura tra B e C . . . . .	m
$R_{vl}$	= m, raggio minimo della zona a vortice libero . . . . .	m
$a, b$	= dimensioni indicate in fig. 3 . . . . .	m
$S_1, S_2, S_3$	= sezioni di passaggio olio (fig. 2) . . . . .	m <sup>2</sup>
$s$	= spessore sezioni passaggio olio . . . . .	m
$Q$	= portata olio . . . . .	m <sup>3</sup> s <sup>-1</sup>
$V_1, V_2, V_3$	= velocità dell'olio nelle varie sezioni . . . . .	m s <sup>-1</sup>
$u$	= velocità di decantazione delle particelle . . . . .	m s <sup>-1</sup>
$r$	= raggio delle particelle d'impurità . . . . .	m
$\rho$	= massa specifica della particella d'impurità . . . . .	kg s <sup>2</sup> m <sup>-4</sup>
$\rho_0$	= massa specifica olio . . . . .	kg s <sup>2</sup> m <sup>-4</sup>
$p, p_A, p_B, p_C, p_D$	= pressioni olio . . . . .	kg m <sup>-2</sup>
$\eta$	= viscosità assoluta olio . . . . .	kg s m <sup>-2</sup>
$g$	= accelerazione di gravità . . . . .	m s <sup>-2</sup>

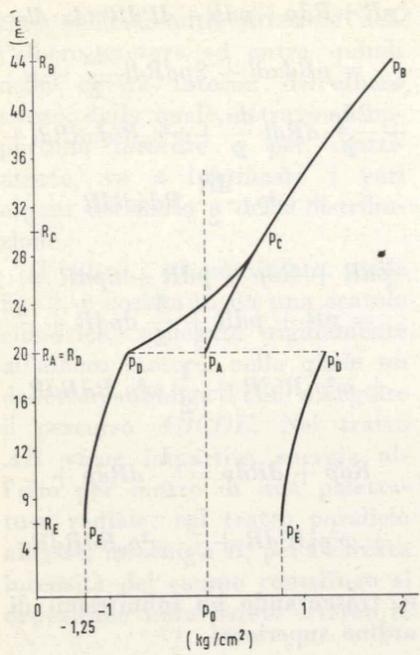


Fig. 6 - Pressioni dell'olio a 5000 giri/min del motore.

$\omega$  non è più costante e la pressione varia come segue:

$$\frac{dp}{dR} = \Omega^2 \left(\frac{R_c}{R}\right)^4 \rho_0 R = \Omega^2 \rho_0 R_c^4 \frac{1}{R^3}$$

$$p = p_c + \Omega^2 R_c^4 \rho_0 \int \frac{dR}{R^3} =$$

$$p_c + \Omega^2 R_c^4 \rho_0 \left[ -\frac{1}{2R^2} \right]_{R_c}^R$$

$$p = p_c + \frac{1}{2} \Omega^2 R_c^4 \rho_0 \left( \frac{1}{R_c^2} - \frac{1}{R^2} \right)$$

Sostituendo a  $p_c$  la sua espressione data sopra:

$$p = p_0 + \frac{1}{2} \Omega^2 \rho_0 \left( 2R_c^2 - R_A^2 - \frac{R_c^4}{R^2} \right)$$

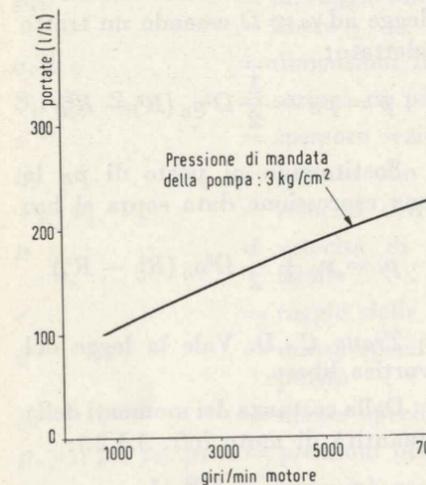


Fig. 7 - Portata olio richiesta dal motore passante nel filtro centrifugo.

$$p_D = p_0 + \frac{1}{2} \Omega^2 \rho_0 \left( 2R_c^2 - R_A^2 - \frac{R_c^4}{R_D^2} \right)$$

In D, dove ricomincia la zona alettata, l'olio è costretto a rallentare bruscamente, dalla velocità angolare  $\omega$  che ha raggiunto alla fine del vortice libero, alla velocità  $\Omega$  delle pareti del filtro.

Questo provoca una dissipazione d'energia che, per semplicità, nella nostra trattazione, supporremo pari alla perdita d'energia cinetica. Di conseguenza, al passaggio della sezione  $S_3$  non ci sarà alcun cambiamento della pressione del fluido.

Il valore dell'energia perduta, espresso come perdita di pressione totale, si ricava dal teorema di Bernoulli, ricordando che:

$$\omega_D = \Omega \left( \frac{R_c}{R_D} \right)^2$$

$$\frac{p_{D_{el}}}{\rho_0 g} + \frac{\omega_D^2 R_D^2}{2g} = \frac{p_{D_{alett}}}{\rho_0 g} + \frac{\Omega^2 R_D^2}{2g}$$

$$\Delta p = p_{D_{el}} - p_{D_{alett}} = \frac{1}{2} \rho_0 \Omega^2 \left( \frac{R_c^4}{R_D^2} - R_D^2 \right)$$

Tratto D-E. Come per il tratto B-C.

$$p = p_D + \frac{1}{2} \Omega^2 \rho_0 (R^2 - R_D^2)$$

$$p_E = p_D + \frac{1}{2} \Omega^2 \rho_0 (R_E^2 - R_D^2)$$

La perdita di carico attraverso il filtro centrifugo vale, usando le relazioni precedentemente scritte e senza tener conto delle perdite per attrito interno del fluido:

— con zona a vortice libero

$$p_0 - p_E = \frac{1}{2} \Omega^2 \rho_0 \left( \frac{R_c^4}{R_D^2} + R_D^2 + R_A^2 - R_E^2 - 2R_c^2 \right)$$

— senza zona a vortice libero

$$p_0 - p_E = \frac{1}{2} \Omega^2 \rho_0 (R_A^2 - R_E^2)$$

La fig. 6 mostra l'andamento della pressione lungo il percorso ABCDE. Il tratto  $p_D - p_E$  si riferisce al caso teorico in cui si abbia recupero completo dell'energia cinetica al termine della zona a vortice libero.

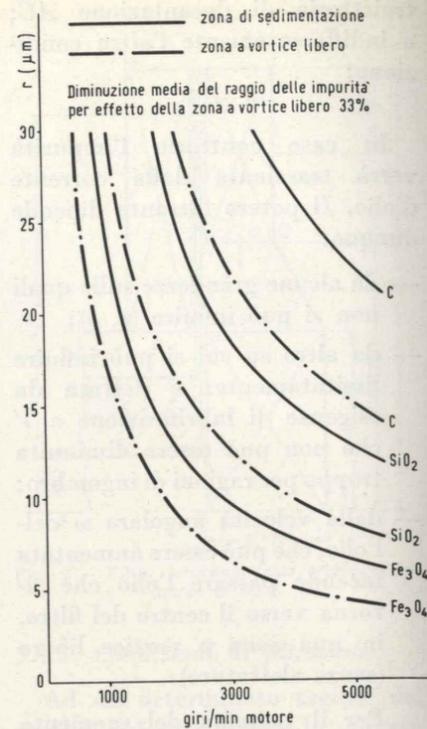


Fig. 8 - Dimensioni delle impurità che sedimentano nella zona di sedimentazione ( $R=39$  mm) e nella zona a vortice libero ( $R=20$  mm).

La maggior perdita di carico dovuta alla zona a vortice libero è il prezzo del maggior potere filtrante che con essa si consegue.

Essa consente inoltre, a pari potere filtrante, di ridurre notevolmente le dimensioni del filtro, come risulta dall'App. 1.

Da quanto precede appare che la progettazione di un filtro centrifugo per un motore deve intendersi come una scelta di compromesso fra l'esigenza di ottenere con l'ingombro consentito un buon potere filtrante, anche alle basse velocità di rotazione del motore, e quella di limitare la perdita di carico alle alte velocità.

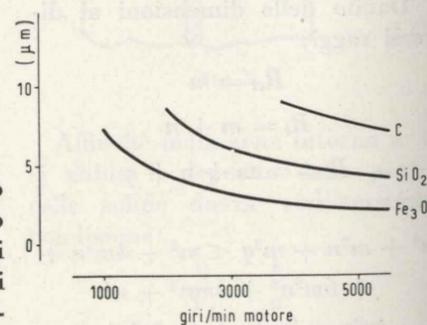


Fig. 9 - Diminuzione del raggio delle impurità sedimentate dovuta al vortice libero.

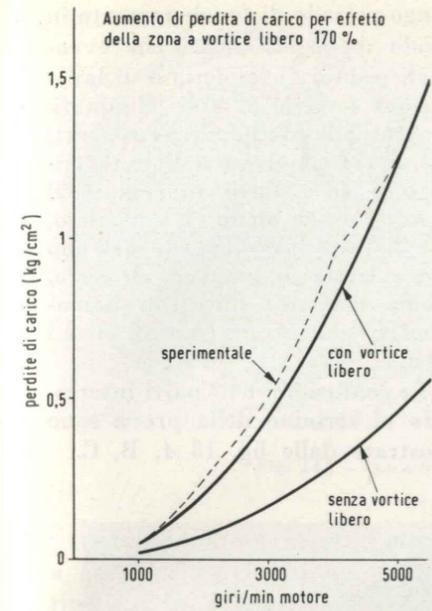


Fig. 10 - Perdite di carico nel filtro centrifugo olio.

Infatti nei motori si ha una mandata dell'olio a pressione costante, regolata da una valvola a monte del filtro, ed occorre che detta pressione non scenda troppo proprio quando il motore ha bisogno di una maggior portata per il raffreddamento dei cuscinetti.

Ne consegue che, mentre il filtro centrifugo può essere applicato vantaggiosamente su motori con velocità angolari massime non molto elevate, la sua convenienza può ridursi per motori di tipo più spinto, che raggiungono maggiori velocità angolari, e, specie in quelle condizioni, abbisognano di forti portate d'olio.

L'utilità della zona a vortice libero, che a regime costante del motore appare limitata a quella di costituire una seconda barriera di filtraggio in serie alla zona di filtraggio principale, diventa più evidente se si considera che il motore è utilizzato a velocità variabile. Infatti le impurità che sfuggono alle velocità più basse, o quando l'olio è più viscoso, dalla prima zona di filtraggio, possono essere fermate nella zona a vortice libero e depositarsi definitivamente quando il motore aumenta di velocità e di temperatura.

### 3.2. CARATTERISTICHE DEL FILTRO DEL MOTORE 500 F.

#### 3.2.1. Filtrazione.

Con le dimensioni riportate in fig. 2 e le portate olio della fig. 7 nell'appendice 2 si sono calcolate le dimensioni delle particelle separate nella zona di decantazione e di quelle arrestate nella zona a vortice libero.

I risultati sono riepilogati nel diagramma di fig. 8.

Si sono considerate le particelle abrasive la cui presenza si osserva più frequentemente nei motori: ossidi di ferro derivati dall'ossidazione di eventuali residui di lavorazione e di prodotti di usura, silice derivata da residui di fonderia o dall'ambiente esterno.

Le particelle carboniose, generalmente presenti come morchie, agiscono da legante dei depositi che si accumulano nelle apposite nicchie praticate nella parete del filtro, impedendo il loro distacco all'arresto del motore.

Per una giusta valutazione dei dati riportati in fig. 8 occorre considerare che, essendo i giochi diametrali fra cuscinetti e perni dell'ordine di  $50\mu$ , si debbono ritenere pericolose particelle abra-

sive con dimensioni superiori a  $10 \div 15\mu$ .

È pertanto evidente che, senza la zona a vortice libero non sarebbe assicurata una sufficiente

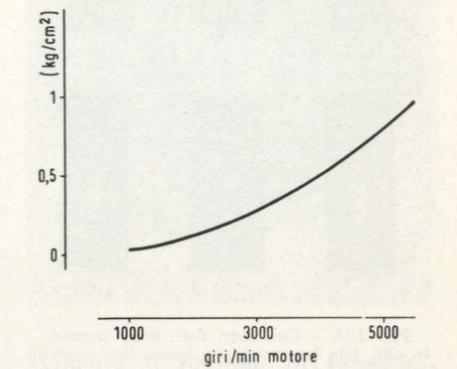


Fig. 11 - Perdita di carico dovuta al vortice libero.

protezione al motore, poiché in tal caso solo a 4000 giri/min sarebbero arrestate particelle silicee del diametro di  $15\mu$ .

Per l'azione della zona a vortice libero tale velocità scende al di sotto dei 2500 giri/min.

I vantaggi della zona a vortice libero sono meglio messi in evidenza nella fig. 9 e nell'appendice 1.

Da essa appare come, per ottenere lo stesso potere filtrante in assenza di zona a vortice libero, occorrerebbe a pari spessore un

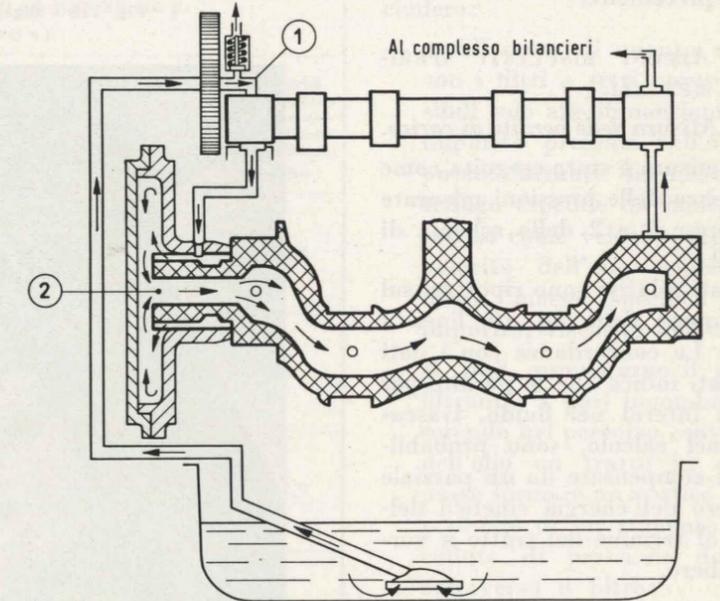


Fig. 12 - Posizione delle prese di pressione nel circuito olio.  
1. Pressione all'entrata nel filtro centrifugo (rilevata in corrispondenza del supporto anteriore dell'albero della distribuzione). - 2. Pressione all'uscita del filtro centrifugo (rilevata nel condotto entro l'albero motore).

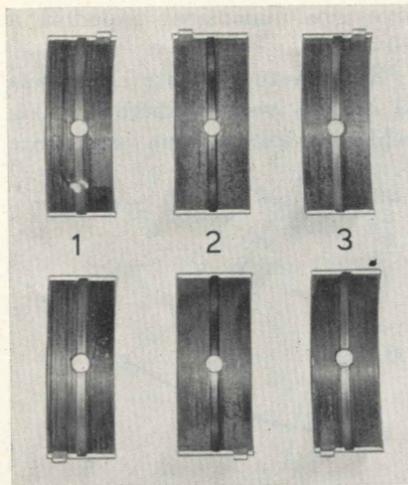


Fig. 13A - Cuscinetti dell'albero motore. In alto, lato basamento; in basso, lato cappello.

filtra di diametro più che doppio, oppure, a pari diametro, di spessore doppio di quello effettivamente impiegato.

### 3.2.2. Perdite di carico dell'olio nel passaggio attraverso il filtro.

La perdita di carico, calcolata con le formule derivate al paragrafo 3.1.3., è riportata, in funzione della velocità angolare del motore, sul diagramma della fig. 10.

Da esso e dal diagramma della fig. 11 appare la notevole perdita di carico dovuta alla presenza della zona a vortice libero, prezzo dei vantaggi di cui si è detto al paragrafo precedente.

## 3.3. ALCUNI RISULTATI SPERIMENTALI.

### 3.3.1. Misura delle perdite di carico.

La misura è stata eseguita come differenza delle pressioni misurate alle prese 1 e 2 dello schema di fig. 12.

I dati relativi sono riportati sul diagramma della fig. 10, linea a tratti. La concordanza con i dati calcolati indica che le perdite per attriti interni nel fluido, trascurate nel calcolo, sono probabilmente compensate da un parziale recupero dell'energia cinetica dell'olio al termine del tratto a vortice libero.

### 3.3.2. Potere filtrante.

Una verifica sperimentale diretta dei risultati del calcolo (fig. 8) è

stata tentata, introducendo nel circuito di lubrificazione polveri di granulometria e massa specifica note, ma non ha portato ad alcun risultato per la tendenza delle particelle sedimentate a radunarsi in agglomerati che è stato impossibile separare.

Ci si è dovuti perciò limitare se il filtro centrifugo, malgrado la limitazione del potere filtrante alle basse velocità angolari (cfr. fig. 8), garantisce una sufficiente protezione al motore.

Si è scelto un motore con un

lungo periodo di funzionamento in modo da essere sicuri che eventuali residui di fonderia o di lavorazione fossero già stati eliminati. Montati albero a gomiti e cuscinetti nuovi, si è soppresso il filtro centrifugo e si è fatto funzionare il motore, senza alcun tipo di filtro, per 200 ore introducendo nell'olio una miscela di limatura di ferro, ossido di ferro e silice con dimensioni prevalenti dei granuli oltre i  $10 \mu$ .

Le condizioni delle parti interessate al termine della prova sono mostrate dalle fig. 13 A, B, C.

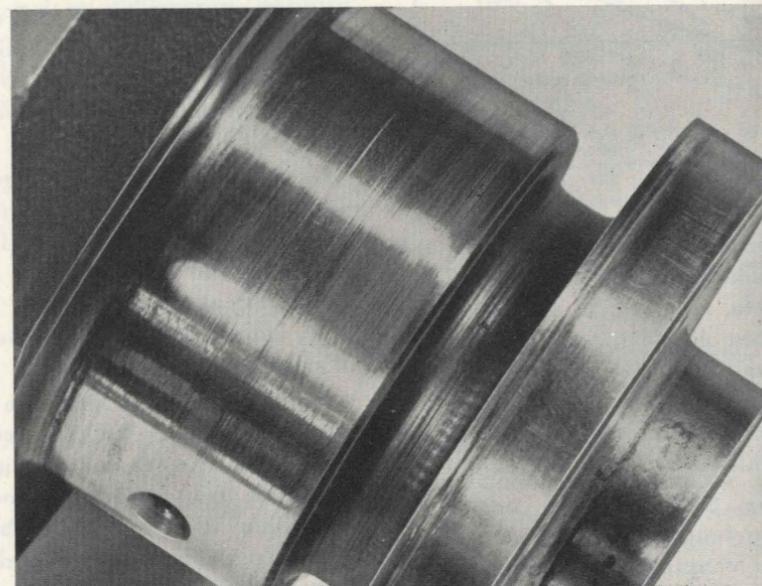


Fig. 13B - Rigature sul perno di banco posteriore.

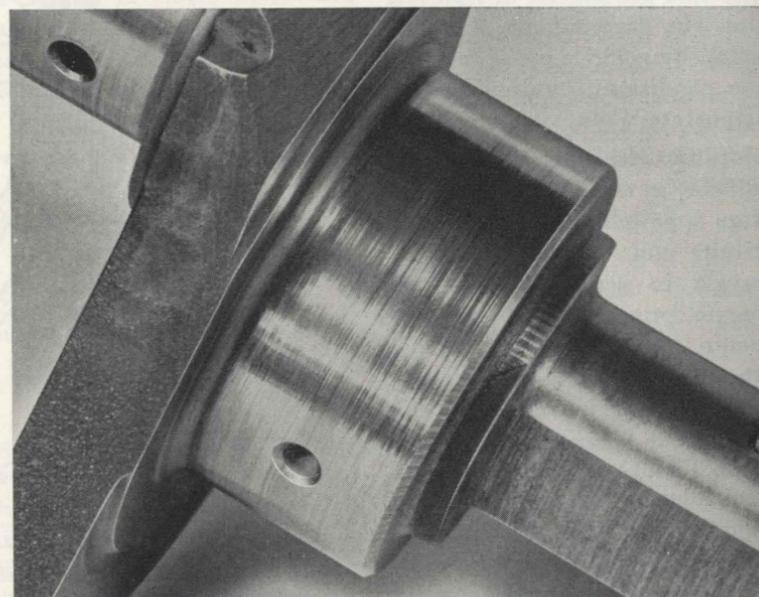


Fig. 13C - Rigature sul perno di banco anteriore.

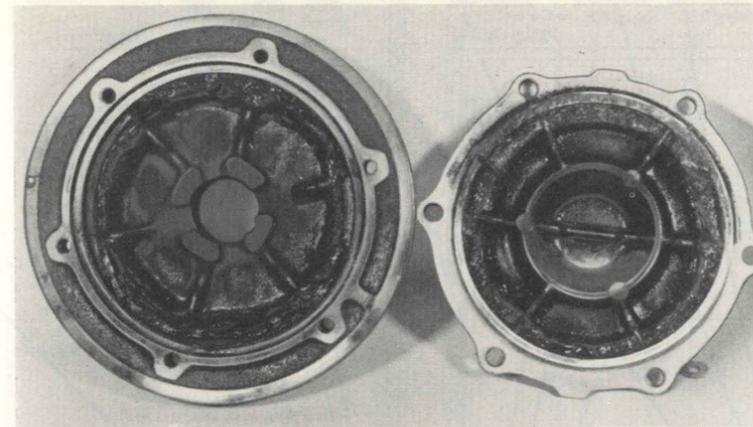


Fig. 14A - Depositi nel filtro centrifugo.

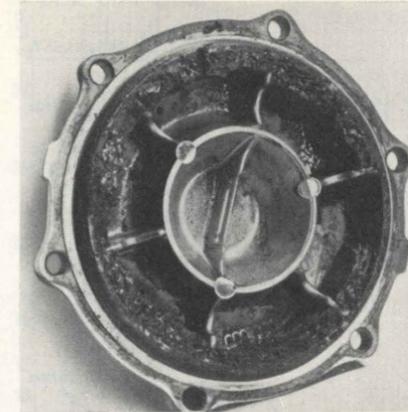


Fig. 14B.

Pulito il motore, montati albero a gomiti e cuscinetti nuovi, si è ripetuta la stessa prova con il filtro centrifugo.

Al termine, non si è osservata alcuna rigatura sui perni dell'albero a gomiti né inclusioni di particelle nello strato antifrizione dei cuscinetti. Le impurità aggiunte sono state trovate nel filtro cementate dalle morchie.

Prove prolungate sia al banco che su strada, portate a termine su centinaia di vetture, in condizioni di funzionamento particolarmente severe, hanno confermato un funzionamento piena-

mente soddisfacente del filtro centrifugo.

### 3.3.3. Manutenzione.

Si è constatato che, impiegando olii di buona qualità che non diano luogo a eccessiva formazione di morchie anche durante un esercizio di tipo cittadino, la pulizia del filtro è necessaria ad intervalli non inferiori ai 50.000 km.

La fig. 14 mostra i depositi accumulati in un filtro centrifugo dopo 40.000 km percorsi su strada in condizioni gravose.

Si è potuto tuttavia constatare che, anche prolungando indefini-

tamente il periodo di funzionamento del filtro senza pulirlo, l'accumulo dei depositi non è mai tale da provocare deficienza di portata olio al circuito di lubrificazione.

Ciò si può giustificare pensando che, all'aumentare dei depositi, per la restrizione delle sezioni di passaggio e la conseguente maggior velocità dell'olio, diminuisca fino ad annullarsi il potere filtrante e che quindi da un certo punto in poi il volume dei depositi resti stazionario.

## 4. CONCLUSIONI.

Da quanto esposto si può concludere:

- a differenza di quanto accade con i filtri a setti porosi, sensibili solo alle dimensioni delle impurità presenti nell'olio, il potere filtrante del filtro centrifugo dipende da molti altri fattori come velocità angolare, velocità dell'olio relativa al filtro, massa specifica delle impurità, viscosità dell'olio;
- si può aumentarne il potere filtrante, a pari ingombro, inserendo nel percorso centripeto dell'olio un tratto in cui si possa formare un vortice libero a prezzo di un aumento della caduta di pressione dell'olio attraverso il filtro;
- il dimensionamento finale è pertanto un compromesso tra l'esigenza di un elevato potere

Velocità motore giri/min.	FILTRO CENTRIFUGO OLIO per MOTORE 500 F FILTRAZIONE				
	Impurità	Velocità di decantazione nella zona di sedimentazione (R = 44 mm) m/s	Velocità di decantazione nella zona a vortice libero (R = 20 mm) m/s	Velocità olio $V_2$ nella zona di sedimentazione (R = 44mm) mm/s	Velocità olio $V_2$ nella zona a vortice libero (R = 20mm) mm/s
1000	C SiO <sub>2</sub> Fe <sub>3</sub> O <sub>4</sub>	2,14 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 6,6 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 25,4 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup>	4,72 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 14,6 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 51,6 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup>	14,9	15,4
3000	C SiO <sub>2</sub> Fe <sub>3</sub> O <sub>4</sub>	19,3 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 59,7 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 230 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup>	44,3 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 137,5 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 527 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup>	21,2	22
5000	C SiO <sub>2</sub> Fe <sub>3</sub> O <sub>4</sub>	54 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 167,5 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 643 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup>	124 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 385 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 1476 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup>	26,9	27,9
7000	C SiO <sub>2</sub> Fe <sub>3</sub> O <sub>4</sub>	105,5 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 327 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 1250 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup>	243 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 755 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup> 2890 · 10 <sup>6</sup> · r <sup>2</sup>	32,6	33,8

Tabella A2

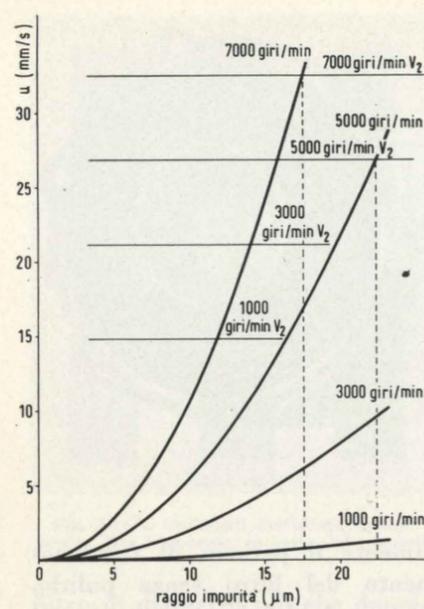


Fig. 15 - A2.1 - Velocità dell'olio e velocità di sedimentazione delle sostanze carboniose (C)  $\gamma = 1,25 \text{ kg/dm}^3$  nella sezione  $A_2$  ( $R=39 \text{ mm}$ ).

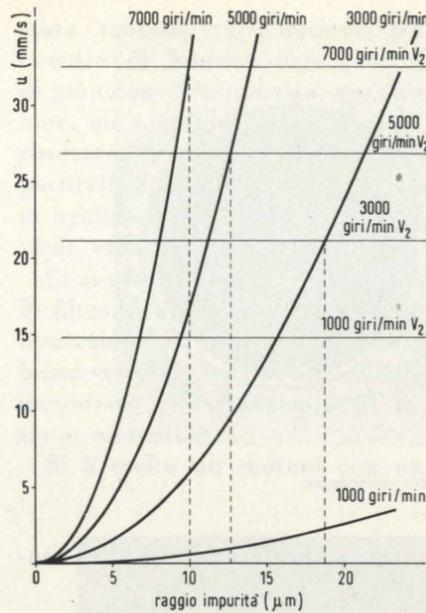


Fig. 15 - A2.2 - Velocità dell'olio e velocità di sedimentazione della silice ( $\text{SiO}_2$ )  $\gamma = 2 \text{ kg/dm}^3$  nella sezione  $A_2$  ( $R=39 \text{ mm}$ ).

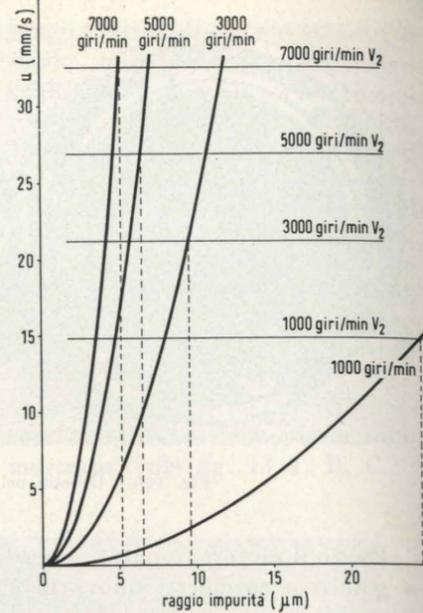


Fig. 15 - A2.3 - Velocità dell'olio e velocità di sedimentazione delle sostanze ferrose ( $\text{Fe}_3\text{O}_4$ )  $\gamma = 5,12 \text{ kg/dm}^3$  nella sezione  $A_2$  ( $R=39 \text{ mm}$ ).

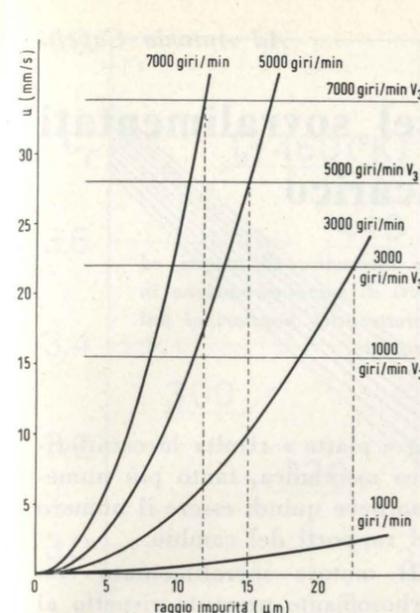


Fig. 15 - A2.4 - Velocità dell'olio e velocità di sedimentazione delle sostanze carboniose (C)  $\gamma = 1,25 \text{ kg/dm}^3$  nella zona a vortice libero ( $R=20$ ).

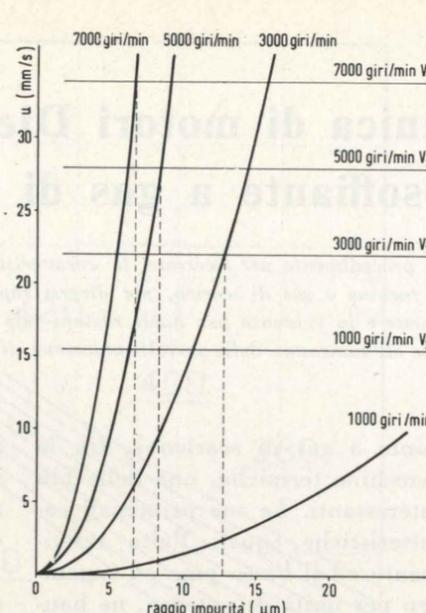


Fig. 15 - A2.5 - Velocità dell'olio e velocità di sedimentazione della silice ( $\text{SiO}_2$ )  $\gamma = 2 \text{ kg/dm}^3$  nella zona a vortice libero ( $R=20$ ).

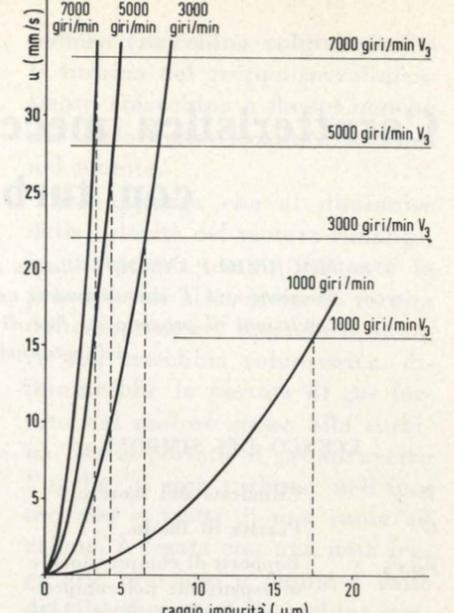


Fig. 15 - A2.6 - Velocità dell'olio e velocità di sedimentazione delle sostanze ferrose ( $\text{Fe}_3\text{O}_4$ )  $\gamma = 5,12 \text{ kg/dm}^3$  nella zona a vortice libero ( $R=20$ ).

filtrante e quella di una sufficiente pressione dell'olio di lubrificazione alle alte velocità angolari del motore;

— nonostante il limitato potere filtrante alle basse velocità il filtro centrifugo garantisce una ottima protezione del motore contro le impurità trascinate dall'olio;

— la manutenzione è semplice ed è necessaria solo dopo lunghi periodi di funzionamento.

— la convenienza o no di adottare su di un motore un filtro centrifugo in serie può essere valutata solo dopo aver determinato le condizioni di impiego del motore stesso, in particolare il campo di velocità angolari in cui dovrà operare.

#### APPENDICE 1

Maggiori ingombri in assenza della zona a vortice libero.

Affinchè un filtro completamente alettato abbia lo stesso potere filtrante di un filtro con zona a vortice libero, occorre che:

a) Ferme restando le sezioni di passaggio dell'olio e quindi le velocità  $V_1, V_2, V_3$ , aumentare il

raggio del filtro, affinché la velocità di sedimentazione  $u$  (abbiamo visto che  $u \equiv R$ ) aumenti al valore  $u'$  tale da provocare la sedimentazione di impurità aventi il medesimo raggio  $r$ .

Nella zona a vortice libero, alla sezione  $S_3$ , sedimentano particelle il cui raggio minimo può essere ricavato dall'uguaglianza:

$$u_{vl} = V_3$$

cioè

$$\frac{2}{9} \Omega^2 \frac{R^4}{R_{vl}^3} \frac{\rho - \rho_0}{\eta} r^2 = V_3$$

Nella zona alettata, alla sezione  $S_2$  di raggio aumentato  $R'_2$ , sedimentano particelle il cui raggio minimo è legato alle altre grandezze dalla relazione:

$$u' = V_2$$

cioè

$$\frac{2}{9} \Omega^2 R_2^4 \frac{\rho - \rho_0}{\eta} r^2 = V_2$$

Dividendo m.a.m. le due relazioni si ha

$$R'_2 = \frac{V_2}{V_3} \cdot \frac{R_c^4}{R_{vl}^3}$$

che è il valore a cui deve aumentare il raggio del filtro alettato per avere il medesimo potere filtrante di un filtro con zona a vortice libero.

Esempio (Motore 500 F)

$$R_2 = 44 \text{ mm}; R_c = 30 \text{ mm};$$

$$R_{vl} = 20 \text{ mm}; V_2/V_3 = 21,2/22$$

$$R'_2 = \frac{21,2}{22} \cdot \frac{30^4}{20^3} = 97,5 \text{ mm}$$

Il diametro del filtro deve aumentare di

$$2(97,5 - 39) = 117 \text{ mm}$$

Nella pratica sarebbe possibile ottenere contemporaneamente una riduzione della velocità  $V_2$ , essendo questa grandezza inversamente proporzionale a  $R_2$ . In questa ipotesi più favorevole, l'aumento del diametro si riduce a 45 mm.

b) Fermo restando il raggio esterno del filtro, quindi  $u, u_{vl}$ , abbassare l'effetto di trascinamento della corrente d'olio sulle impurità solide, aumentando la sezione  $S_2$  al valore  $S'_2$ , per diminuire la velocità dell'olio da  $V_2$  a  $V'_2$ .

Nella zona a vortice libero sedimentano particelle di raggio limite tale che:

$$u_{vl} = V_3$$

Nella zona alettata, alla sezione  $S'_2$ , sedimentano particelle di raggio limite tale che:

$$u = V'_2$$

Dividendo m.a.m.

$$\frac{u}{u_{vl}} = \frac{V'_2}{V_3}$$

Il primo membro, essendo  $r = \text{cost.}$ , vale:

$$\frac{u}{u_{vl}} = \frac{R_2 R_{vl}^3}{R_c^4}$$

Il secondo membro, ricordando che  $V = Q/2\pi R s$ , vale:

$$\frac{V'_2}{V_3} = \frac{R_3 s_3}{R_2 s_2^2}$$

Sostituendo si ricava il nuovo spessore della sezione  $S_2$

$$s'_2 = s_3 \frac{R_3 \cdot R_c^4}{R_2^2 \cdot R_{vl}^3}$$

Esempio (Motore 500 F).

$$s_2 = 8 \text{ mm}; s_3 = 15 \text{ mm};$$

$$R_2 = 39 \text{ mm}; R_3 = R_{vl} = 20 \text{ mm};$$

$$R_c = 30 \text{ mm}$$

$$s'_2 = 15 \frac{20 \cdot 30^4}{39^2 \cdot 20^3} = 15 \cdot 1,36 = 20,4 \text{ mm}$$

Lo spessore del filtro alla sezione  $S_2$  deve aumentare di

$$20,4 - 8 = 12,4 \text{ mm}$$

#### APPENDICE 2

Motore 500 F

Verifica dell'efficacia della zona a vortice libero.

Le dimensioni da prendere in considerazione sono (fig. 2):

- $m = 20 \text{ mm}$
- $n = 5 \text{ mm}$
- $q = 10 \text{ mm}$

La formula finale del punto 3.1.2. dà:

$$10 < \left[ 3 + 6 \cdot \frac{5}{20} + 4 \cdot \left( \frac{5}{20} \right)^2 + \left( \frac{5}{25} \right)^3 \right] 5$$

$$10 < [3 + 1,5 + 0,25 + 0,008] 5$$

$$10 < 23,79$$

la condizione è verificata.

Velocità di decantazione nella zona di sedimentazione ( $R = 44 \text{ mm}$ ) e nella zona a vortice libero ( $R = 20 \text{ mm}$ ) e velocità dell'olio.

Si considerano come particelle impure le sabbie silicee (sabbie residue di fonderia), gli ossidi di ferro (trucioli ossidati) e le sostanze carboniose (prodotti peciosi di decomposizione dell'olio).

L'olio lubrificante è il 10 W - 30. La temperatura d'esercizio è presa mediamente a 80 °C. A questa temperatura l'olio in questione ha una viscosità di 3° E circa.

Caratteristiche delle impurità del lubrificante:

- Silice ( $\text{SiO}_2$ )  
 $\gamma = 2 \text{ kg/dm}^3$   
 $\rho = 202 \text{ kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-4}$
- Sostanze carboniose (C)  
 $\gamma = 1,25 \text{ kg/dm}^3$   
 $\rho = 128 \text{ kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-4}$
- Ossidi di ferro ( $\text{Fe}_3\text{O}_4$ )  
 $\gamma = 5,12 \text{ kg/dm}^3$   
 $\rho = 522 \text{ kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-4}$
- Olio 10 W - 30  
 $\gamma_0 = 0,9 \text{ kg/dm}^3$   
 $\rho_0 = 91,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-4}$   
 $\eta = 10^{-6} \gamma_0 \left( 0,737 E - \frac{0,6359}{E} \right) = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$

Le espressioni della velocità di decantazione in  $S_2$  e in  $S_3$  ed i valori della velocità dell'olio nelle stesse sezioni sono riportate nella tabella A2.

Nei diagrammi delle figg. da 15-A2.1 a 15-A2.6 sono riportate le velocità di decantazione dei diversi tipi di particelle in funzione del loro raggio e della velocità angolare del motore ed è mostrato come si ricava, per ogni velocità angolare, il diametro limite delle particelle arrestate dal filtro.

Oscar Montabone, Claudio Pinamonti e Carlo Pollone

Gli autori ringraziano l'ing. C. Trinchero per la collaborazione prestata nella stesura dell'articolo.

# Caratteristica meccanica di motori Diesel sovralimentati con turbosoffiante a gas di scarico

MAURIZIO PANDOLFI illustra un procedimento per ricercare la caratteristica meccanica di motori ad iniezione a 4 T sovralimentati con turbina a gas di scarico, per diversi rapporti di sovralimentazione in condizioni di progetto, al fine di mettere in evidenza per quali ragioni tale caratteristica peggiori ai fini dell'autotrazione all'aumentare della sovralimentazione di progetto.

## ELENCO DEI SIMBOLI

$V$	Cilindrata del motore.
$G$	Portata di fluido.
$\beta_a, \beta_s$	Rapporti di compressione e di espansione nel compressore e nella turbina della turbosoffiante.
$\beta^*$	Rapporto $\beta_s/\beta_a$ .
$n_m$	Numero di giri al l' del motore.
$\nu$	Rapporto fra la generica velocità del motore e la massima.
$\lambda$	Efficienza volumetrica del motore.
$c_p, c'_p$	Calori specifici a pressione costante dell'aria e dei gas combusti.
$k, k'$	Rapporto dei calori specifici dell'aria e dei gas combusti.
$R, R'$	Costante di elasticità dell'aria e dei gas combusti.
$\alpha$	Rapporto ponderale aria/combustibile.
$\eta_c, \eta_t, \eta_m$	Rendimento del compressore, della turbina e rendimento meccanico del gruppo sovralimentatore.
$P_{me}, P_{mi}, P_v$	Lavoro utile sviluppato, lavoro dei gas sullo stantuffo e lavoro dissipato per ciclo e per unità di cilindrata.

I simboli con l'indice « o » alla base si riferiscono al motore semplicemente aspirato, mentre quelli con l'indice « o » in alto si riferiscono al motore in condizioni di progetto.

Gli indici 1 e 2 si riferiscono alle condizioni a monte e valle del compressore. Gli indici 3, 4, 5, 6 e 7 si riferiscono ai punti caratteristici del ciclo del motore, rispettivamente di inizio e fine compressione, di fine combustione a volume e pressione costante, e di fine espansione.

1. Il motore ad iniezione sovralimentato mediante turbosoff-

fante a gas di scarico è, fra le macchine termiche, una delle più interessanti. Le sue principali caratteristiche, quali l'alto rendimento ed il basso peso ed ingombro per unità di potenza, ne hanno diffuso l'applicazione per impianti di propulsione navale e trazione ferroviaria e per gruppi elettrogeni.

Nell'impiego per l'autotrazione si richiede dal motore oltre ad un ingombro ridotto ed ad un elevato rendimento, una caratteristica meccanica favorevole, intendendo con quest'ultima la curva di coppia al variare della velocità del motore con mandata di combustibile per ciclo costante.

Il gruppo propulsore ideale per l'autotrazione è tale da fornire, a velocità variabili dell'automezzo, potenza costante e precisamente quella fornita alla massima velocità.

Il motore ad iniezione aspirato a 4 T, al quale in seguito si farà sempre riferimento, presenta una caratteristica meccanica che si discosta notevolmente da quella ideale ben nota, rappresentata da una iperbole, fornendo una coppia massima solamente superiore a quella ottenuta a massima velocità di circa il 14-16 % ad una velocità che è circa la metà di quella massima (si indicherà d'ora in poi come condizione di progetto quella corrispondente alla massima velocità del motore).

Ciò rende indispensabile un cambio di velocità perchè il motore possa fornire, al variare della velocità dell'automezzo, una potenza all'incirca costante. Quanto

più « piatta » risulta la caratteristica meccanica, tanto più numeroso deve quindi essere il numero dei rapporti del cambio.

Il motore sovralimentato con turbosoffiante presenta rispetto al motore aspirato i due vantaggi già accennati di ingombro e peso per unità di potenza inferiori, ma peggiora la forma della caratteristica meccanica. Inoltre, al diminuire della velocità del motore, si raggiungono in esso temperature sempre maggiori. I due inconvenienti si manifestano in entità tanto maggiore, quanto più elevata è la sovralimentazione in condizioni di progetto. Ed è probabilmente questa una delle principali ragioni per cui, nel motore sovralimentato per impieghi industriali, ove non interessa l'utilizzazione della macchina lungo la caratteristica meccanica sopra definita, si raggiungono oggi rapporti di sovralimentazione fino a  $\beta_a=3$  ed oltre, mentre per l'autotrazione ci si aggira generalmente su valori di  $\beta_a=1,2 \div 1,4$ .

Altre considerazioni fanno poi preferire nella gran maggioranza dei casi il motore aspirato al sovralimentato ai fini dell'autotrazione. Fra queste, l'elevato costo della turbosoffiante in relazione al costo del motore e la delicata manutenzione di tale gruppo attuabile più convenientemente per grosse unità, che per piccoli gruppi quali quelli montati su automezzi affidati a singoli privati.

Ci si propone nel seguente lavoro di dimostrare come e quanto si appiattisca la caratteristica meccanica di uno stesso motore tipo,

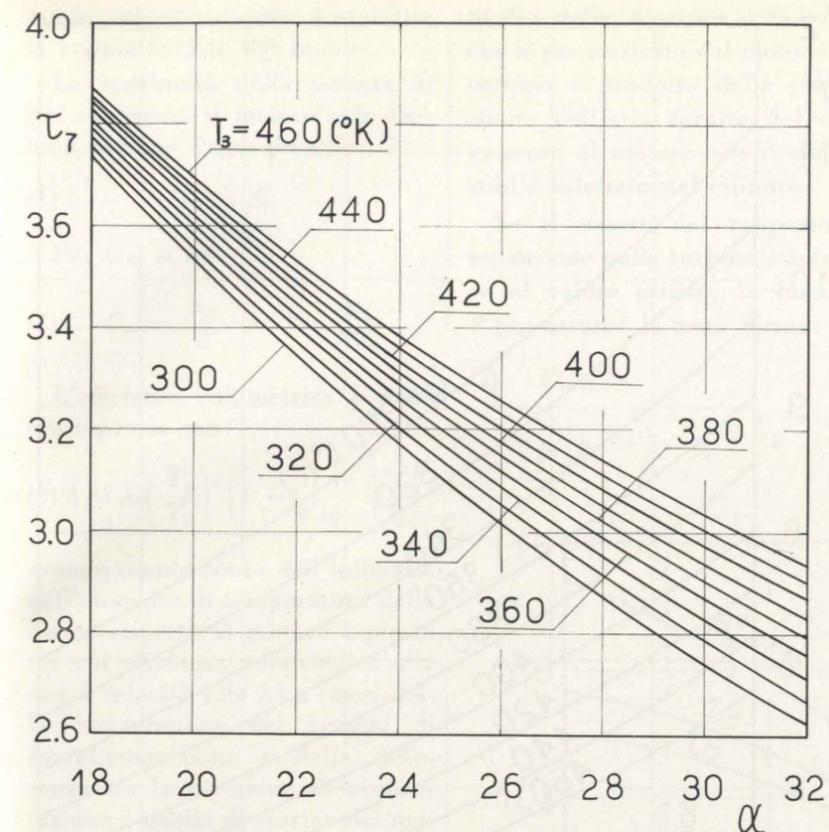


Fig. 1 - Temperature di fine espansione del motore in funzione della temperatura di inizio compressione  $T_3$  e della dosatura  $\alpha$ .

qualora esso sia alimentato in condizioni di progetto, a parità di diluizione, con diversi rapporti di sovralimentazione.

Qualitativamente tale fenomeno può essere intuito confrontando fra loro le ragioni che spiegano l'andamento delle caratteristiche meccaniche del motore aspirato e di quello sovralimentato.

Nel motore aspirato, al diminuire della velocità, aumenta l'efficienza volumetrica ed, essendo costante la mandata di combustibile per ciclo, il rendimento limite tende a crescere per l'aumento della diluizione con un leggero incremento della  $p_{mi}$ . Trascorrendo l'influenza della variazione del calore trasmesso alle pareti del cilindro per unità di peso di fluido che segue il ciclo e supponendo che la combustione si attui sempre con le stesse modalità delle condizioni di progetto, diminuendo con la velocità la pressione di attrito (lavoro dissipato per ciclo ed unità di cilindrata), la

$p_{me}$ , e quindi la coppia, tende ad aumentare per duplice ragione al diminuire della velocità del motore. Per velocità molto basse del motore diminuendo l'efficienza volumetrica, e quindi la diluizione, non potendo più sopporre sempre regolare la combustione, scaricando inoltre le pressioni di inerzia le pressioni del gas nell'intorno del punto morto superiore fra la fase di compressione e quella di espansione, e potendo perciò crescere la pressione di attrito, è probabile che la  $p_{me}$  tenda a diminuire, presentando perciò la caratteristica meccanica quale effettivamente si riscontra nella pratica.

Nel motore sovralimentato non si conservano costanti i livelli delle pressioni di alimentazione e di scarico del motore, che nel tipo aspirato sono determinati dall'ambiente esterno, ma essi sono legati alle condizioni di equilibrio della turbosoffiante e di continuità della portata di fluido attraverso il

motore (macchina volumetrica) e la turbina del gruppo sovralimentatore (macchina a flusso) nonché dal ciclo termodinamico svoltosi nel motore.

Si supponga che al diminuire della velocità del motore rimanga, in un primo tempo, costante la pressione di alimentazione fornita dal compressore. Essendo il motore una macchina volumetrica, diminuirebbe la portata di gas fornito dal motore stesso alla turbina. Ma la portata di gas attraverso l'ugello di una turbina, nell'ipotesi che si tratti di una ruota ad azione, è legata con una nota legge alle pressioni a monte e valle del distributore della turbina stessa ed essendo costante la pressione a valle (che coincide con la pressione esterna) diminuirebbe la pressione a monte. Avendo supposto costante la pressione di sovralimentazione e la mandata di combustibile per ciclo, la temperatura del gas alla turbina non varierebbe notevolmente e perciò si avrebbe una diminuzione del lavoro fornito alla turbina dalla unità di peso di fluido. Conseguentemente la turbosoffiante non potrebbe più sussistere in equilibrio e rallenterebbe abbassando la pressione di alimentazione dell'aria fornita al motore. Ma allora per duplice ragione diminuirebbe la portata di gas fornito alla turbina ed evidentemente il lavoro ad essa disponibile. In tal modo il motore si porterebbe a funzionare come aspirato non appena si scostasse dalla condizione di progetto. Ma essendo costante la mandata di combustibile per ciclo, pari a quella in condizione di progetto, al diminuire del rapporto di sovralimentazione, diminuisce la diluizione e la temperatura del gas alla turbina aumenta, influenzando la pressione di scarico dal motore, per l'equazione della portata attraverso il distributore della turbina, ed il salto entalpico in essa sviluppato, non diminuisce così come si era prospettato precedentemente e perciò si intuisce come la turbosoffiante possa per

ogni velocità del motore portarsi in una condizione di equilibrio con un rapporto di sovralimentazione diverso dall'unità. È chiaro che tale fenomeno è essenzialmente legato all'equazione che lega la portata attraverso la turbina e la pressione di scarico dal motore e che quanto è maggiore la sovralimentazione in condizioni di progetto, tanto più il distributore della turbina si porta a lavorare vicino alle condizioni critiche. Ora, prescindendo dall'influenza della temperatura, l'espressione della portata attraverso la turbina è data dalla:

$$G \equiv \beta_s \sqrt{\beta_s^{-\frac{2}{k'}} - \beta_s^{-(k'+1)/k}}$$

Al diminuire della velocità del motore, decresce la portata  $G$ . Nel motore fortemente sovralimentato nelle condizioni di progetto il rapporto di espansione attraverso la turbina  $\beta_s$  è vicino al valore critico e la diminuzione della portata  $G$  è quasi esclusivamente compensata dal termine in  $\beta_s$ , essendo il termine sotto radice all'incirca costante per alti rapporti di espansione.

Nel motore poco sovralimentato in condizioni di progetto, il rapporto di espansione  $\beta_s$  è lontano dal valore critico e la diminuzione di portata è compensata ora non solo da un abbassamento di  $\beta_s$ , ma pure dal termine sotto radice, fortemente variabile per bassi rapporti di espansione. Perciò è chiaro come i valori di  $\beta_a$  e  $\beta_s$  decrescano al diminuire della velocità del motore da quella in condizione di progetto tanto più fortemente quanto più è elevata la sovralimentazione di progetto.

Essendo la  $p_{mi}$  nel caso del motore sovralimentato composta di due termini (22), si vede che il primo di essi, relativo all'area curvilinea del ciclo pressione-volume, diminuisce quanto più si abbassa il rapporto di sovralimentazione rispetto al valore di progetto, poiché la dosatura si arricchisce; e questo avviene in entità tanto maggiore, per quanto visto precedentemente,

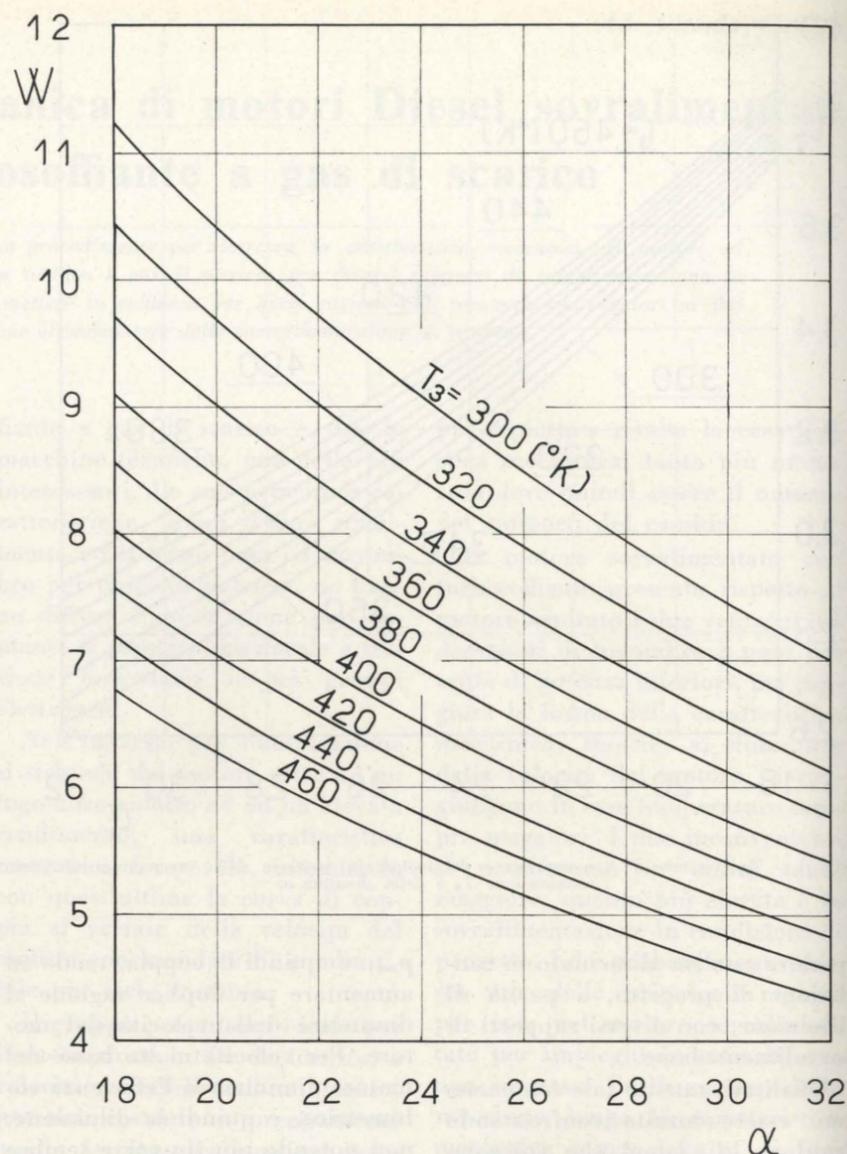


Fig. 2 - Parametro  $W$  in funzione della temperatura di inizio compressione  $T_3$  e della dosatura  $\alpha$ .

quanto più elevata è la sovralimentazione in condizione di progetto. Il secondo termine di  $p_{mi}$  decresce esso pure al diminuire di  $\beta_a$ , per cui la  $p_{mi}$  diminuisce tanto più rapidamente quanto più elevato è il rapporto di sovralimentazione a velocità massima.

Diminuendo inoltre la pressione di attrito  $p_v$  percentualmente tanto meno quanto più è elevata la sovralimentazione di progetto (25), è chiaro come la caratteristica meccanica del motore sia sempre meno favorevole quanto più spinta è la sovralimentazione alla massima velocità.

Si espone qui di seguito un procedimento per concretizzare in modo quantitativo le osservazioni qualitative suddette, confrontando le prestazioni ottenibili da uno stesso motore tipo qualora esso sia aspirato o diversamente sovralimentato nelle varie condizioni di progetto, posto che in queste ultime sia sempre costante la dosatura  $\alpha$ .

2. In un primo tempo si ricercano i livelli di pressione e temperatura che si stabiliscono nel ciclo, che si svolge nel complesso compressore-motore-turbina alla generica velocità del motore, pas-

sando successivamente a stabilire la coppia fornita dal motore.

La continuità della portata di gas attraverso il motore e la turbina impone l'eguaglianza:

$$(1) \quad G_m = G_t$$

Per  $G_m$  si ha:

$$(2) \quad G_m = \frac{n_m}{2} \cdot \lambda \cdot V \cdot \frac{P_2}{RT_2}$$

L'efficienza volumetrica  $\lambda$  viene ora espressa con:

$$(3) \quad \lambda = \lambda_0 \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^\varepsilon \left( 1 + \frac{1 - \beta^*}{k'(\rho - 1)} \right)$$

avendo tenuto conto dell'influenza dell'aumento di temperatura della carica rispetto al motore aspirato (la cui efficienza volumetrica alla stessa velocità vale  $\lambda_0$ ) a causa della compressione nel gruppo di sovralimentazione e della differenza fra la pressione di alimentazione e quella di scarico del motore [1] (\*).

Indicando d'ora in poi con  $\tau_1$  il rapporto fra l'iesima temperatura e la temperatura ambiente  $T_{1s}$  e ponendo:

$$(4) \quad S = \lambda_0^0 \cdot \tau_2^{\varepsilon-1} \cdot \beta_a \cdot \frac{p_1}{RT_1} \left[ 1 + \frac{1 - \beta^*}{k'(\rho - 1)} \right]; \quad \eta = \frac{\lambda_0}{\lambda_1^0}$$

si ottiene dalla (1):

$$(5) \quad G_m = \frac{n_m}{2} \cdot \eta \cdot S \cdot V$$

La portata che attraversa il distributore della turbina, nella ipotesi di una ruota ad azione e supponendo che il distributore si comporti come un ugello sempre adattato anche al di fuori delle condizioni di progetto, vale:

$$(6) \quad G_t = A \frac{F(\beta_s)}{\sqrt{T_s}}$$

ove  $A$  è una costante dipendente dalle condizioni di progetto e tiene conto con un opportuno valor

(\*) I numeri fra parentesi quadre si riferiscono alla bibliografia.

medio della dosatura  $\alpha$  del fatto che il gas scaricato dal motore alla turbina è prodotto dalla combustione dell'aria fornita dal compressore al motore con il combustibile iniettato nel cilindro.

Se il valore del rapporto di espansione nella turbina è inferiore al valore critico, la funzione  $F(\beta_s)$  assume la nota forma:

$$(7) \quad F(\beta_s) = \beta_s \left[ \beta_s^{-\frac{2}{k'}} - \beta_s^{-\frac{k'+1}{k'}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

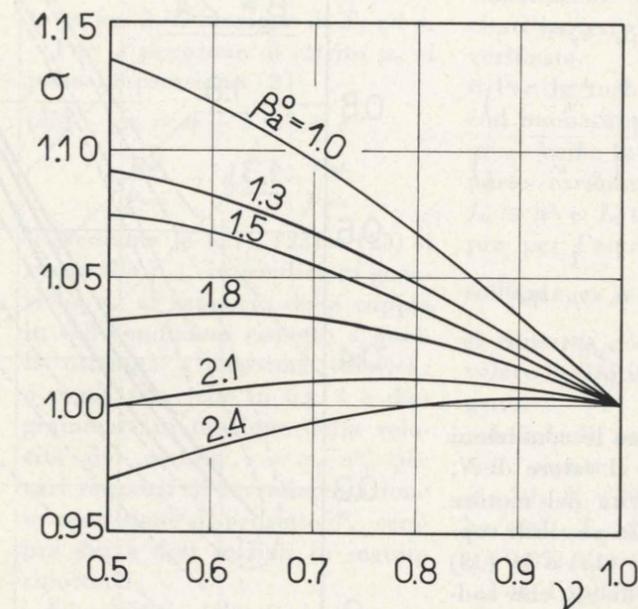


Fig. 3 - Caratteristica meccanica normalizzata in funzione della velocità del motore per diversi rapporti di sovralimentazione in condizione di progetto.

Supponendo nullo il lavaggio dello spazio morto dovrà essere per la (1) dalle (5) e (6):

$$(8) \quad \frac{n_m}{2} \cdot \eta \cdot S \cdot V = A \frac{F(\beta_s)}{\sqrt{T_s}}$$

Rapportando la (8) scritta per condizioni generiche a quella scritta in condizioni di progetto si ottiene:

$$(9) \quad \nu \cdot \eta \cdot \frac{S}{S^0} = \frac{F(\beta_s)}{F(\beta_s^0)} \sqrt{\frac{\tau_s^0}{\tau_s}}$$

essendo:

$$\nu = n_m/n_m^0; \quad (\nu \cdot \eta)^0 = 1$$

Ponendo:

$$(10) \quad N = \frac{S^0 \cdot (\tau_s^0)^{\frac{1}{2}}}{F(\beta_s^0)}; \quad \nu' = \eta \cdot \nu$$

la (9) diventa:

$$(11) \quad \tau_s = \left[ \frac{N}{\nu'} \frac{F(\beta_s)}{S} \right]^2$$

Si noti che il parametro  $N$  dipende solo dalle condizioni di progetto,  $\nu'$  solo dalla velocità del motore, qualunque sia il grado di sovralimentazione di progetto mentre il gruppo  $F(\beta_s)/S$  dipende solo dai rapporti di compressione  $\beta_a$  e di espansione  $\beta_s$  attraverso il compressore e la turbina.

L'equilibrio della turbosoffiante

impone l'eguaglianza dei lavori di compressione e di espansione per unità di peso di aria aspirata dall'ambiente:

$$(12) \quad L_c = L_t$$

ove:

$$(12') \quad L_c = \frac{c_p \cdot T_1}{\eta_c} \cdot \left( \beta_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$L_t = \eta_t \cdot \eta_m \cdot \frac{1 + \alpha}{\alpha} \cdot c_p' \cdot T_s \cdot$$

$$\cdot \left( 1 - \beta_s^{-\frac{k'-1}{k'}} \right)$$

I valori di  $c_p$  e  $k$  sono funzioni della temperatura, mentre  $c_p'$  e  $k'$  dipendono pure da  $\alpha$ , variando con la dosatura le caratteristiche

dei gas combusti. Dalle (12) e (12') si ottiene:

$$(13) \quad \tau_s = \frac{1}{\eta_c \cdot \eta_t \cdot \eta_m}$$

$$\frac{\alpha}{1 + \alpha} \cdot \frac{c_p}{c_p'} \left( \frac{\beta_a^{k-1} - 1}{1 - \beta_s^{k'-1}} \right)$$

Attribuendo ad  $\alpha$ ,  $c_p'$  e  $k'$  opportuni valori medi ed assumendo costanti i rendimenti  $\eta_c$ ,  $\eta_t$ , e  $\eta_m$  pari ai valori fissati in condizione di progetto, si elimina  $\tau_s$  dalle (11) e (13) ottenendo:

$$(14) \quad \frac{N}{v'} = K^* \cdot \beta_a \cdot \tau_2^{(\epsilon-1)}$$

$$\cdot \left( 1 + \frac{1 - \beta^*}{k'(\epsilon-1)} \right) \left( \frac{\beta_a^{k-1} - 1}{\beta_s^{k'-1} - 1} \right)^{1/2}$$

ove:

$$K^* = \lambda_0^0 \cdot \frac{p_1}{R \cdot T_1} \left[ \frac{1}{\eta_c \cdot \eta_t \cdot \eta_m} \cdot \frac{\alpha}{1 + \alpha} \cdot \frac{c_p}{c_p'} \right]^{1/2}$$

Una volta definite le condizioni di progetto e noto il valore di  $N$ , alla generica velocità del motore  $v$ , la (14) fornisce le possibili coppie di  $\beta_a$  e  $\beta_s$  e la (11) o la (13) il valore relativo di  $\tau_s$ , che soddisfano alle equazioni di equilibrio della turbosoffiante e di portata. La (14) non è di facile risoluzione analitica, ma una volta risolta e diagrammata in funzione del parametro  $N/v'$ , permette di essere usata per qualunque condizione di progetto e per qualsiasi velocità del motore.

La determinazione della giusta terna di  $\beta_a$ ,  $\beta_s$  e  $\tau_s$  fra le infinite ottenibili dalla (14) deve essere compiuta tenendo conto del ciclo che si svolge nel motore alternativo. In relazione a quest'ultimo per una certa coppia dei rapporti  $\beta_a$  e  $\beta_s$ , cioè delle pressioni a monte e valle del motore, resta determinata per ogni condizione di progetto e per ogni velocità, la temperatura  $\tau_s$  del gas scaricato dal motore alla turbina, e la terna

dei valori di  $\beta_a$ ,  $\beta_s$  e  $\tau_s$  ottenuta non coinciderà con la terna precedentemente ricavata dalla (14), se non per i valori che soddisfano alle equazioni di equilibrio della turbosoffiante, di eguaglianza del-

Nota la dosatura in condizioni di progetto, si avrà per essa in condizioni generiche:

$$(16) \quad \alpha = \alpha^0 \cdot \eta \cdot \frac{S}{S_0}$$

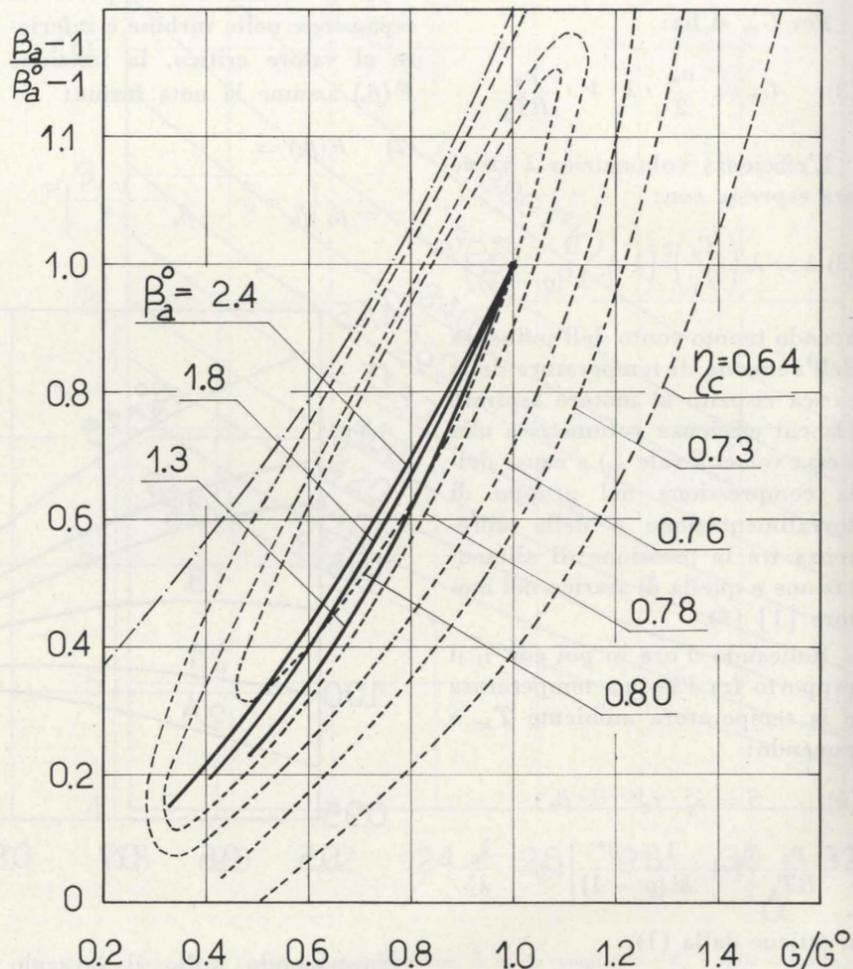


Fig. 4 - Diagramma tipo normalizzato del compressore con linee di funzionamento.

le portate di gas in motore e turbina, e alle relazioni che descrivono il ciclo termodinamico del motore.

Il calcolo di quest'ultimo si svolge secondo gli usuali metodi una volta note la pressione e la temperatura all'inizio della fase di compressione.

Per la temperatura si ottiene [1]:

$$(15) \quad \tau_3 = \frac{\tau_2 + K_1 \frac{\beta_s}{\eta \cdot S}}{1 + K_2 \frac{\beta_s}{\eta \cdot S}} + \Delta\tau$$

ove  $K_1$  e  $K_2$  sono delle costanti.

Tenendo conto dell'effetto della dissociazione alle alte temperature durante la combustione oltre che delle variazioni delle caratteristiche del gas in funzione della temperatura e della diluizione, è possibile trovare la temperatura del gas  $T_7$  alla fine della espansione del motore, come funzione esclusivamente di  $\tau_3$  e della diluizione  $a$ . Nella fig. 1 è riportato il valore di  $\tau_7 = T_7/T_1$  in funzione della dosatura  $a$  per diverse temperature  $T_3$  di inizio compressione per i dati iniziali successivamente riportati.

La temperatura del gas al distributore della turbina vale [2]:

$$(17) \quad \tau_s = \frac{\tau_7}{k'} \left[ 1 + (k' - 1) \cdot \frac{p_s}{p_7} \right]$$

Ma poiché la pressione di fine espansione  $p_7$  è legata alla pressione  $p_3$  di inizio compressione mediante la:

$$(18) \quad p_7 = p_3 \cdot \frac{R'}{R} \cdot \frac{\tau_7}{\tau_3}$$

ove [1]:

$$(19) \quad p_3 = \tau_3 [K_3 \cdot \eta \cdot S + K_4 \cdot \beta_s]$$

con  $K_3$  e  $K_4$  costanti, dalle (17), (18), (19) si ricava:

$$(20) \quad \tau_s = \frac{\tau_7}{k'} + \frac{k' - 1}{k'} \cdot \frac{R}{R'} \cdot \frac{1}{\left[ K_3 \frac{\eta \cdot S}{\beta_s} + K_4 \right]}$$

La terna dei valori di  $\beta_a$ ,  $\beta_s$  e  $\tau_s$  che effettivamente si realizza nel motore che in condizioni di progetto è caratterizzato da un valore del parametro  $N$  dato dalla (10) ad una velocità, cui corrisponde un determinato  $v'$ , dovrà quindi soddisfare alle (14) e (20).

Individuati ora i vari livelli di pressione e temperatura si può risalire alla coppia fornita dal motore attraverso la  $p_{me}$ , che è data dalla:

$$(21) \quad p_{me} = p_{mi} - p_v$$

ove

$$(22) \quad p_{mi} = p'_{mi} + p''_{mi}$$

intendendo con  $p'_{mi}$  il lavoro del gas sullo stantuffo per unità di cilindrata e ciclo nelle fasi di compressione ed espansione e con  $p''_{mi}$  il lavoro relativo alle fasi di aspirazione e scarico. Risulta:

$$(23) \quad p'_{mi} = p_3 \cdot W$$

$$p''_{mi} = p_1 \cdot \beta_a \cdot (1 - \beta^*)$$

Il termine  $W$  rappresenta l'area curvilinea del ciclo per pressione unitaria all'inizio della compressione ed è funzione unicamente

della temperatura  $T_3$  e della dosatura  $a$ :

$$(24) \quad W = \frac{K_5}{\tau_3} \left[ \frac{R'/R}{m'' - 1} \cdot (\tau_6 - \tau_7) - \frac{1}{m' - 1} \cdot (\tau_4 - \tau_3) + \frac{R'}{R} \cdot \tau_6 \cdot \left( 1 - \frac{V_5}{V_6} \right) \right]$$

ove  $K_5$  è una costante funzione del rapporto di compressione del motore e della bontà con cui il ciclo ideale calcolato ricalca nella sua forma quello reale. Il valore di  $W$ , sempre per i dati iniziali successivamente riportati, è diagrammato in fig. 2 in funzione di  $T_3$  ed  $a$ .

Per la pressione di attrito  $p_v$  si pone l'espressione [2]:

$$(25) \quad p_v = a + b \cdot v^2 + c \cdot \frac{p_{mi}}{p_{mio}} + d \cdot v^2 \cdot \frac{p_{mi}}{p_{mio}}$$

Mediante le (21), (23) e (25) si risale alla  $p_{me}$  in condizioni generiche ed al rapporto della coppia in tali condizioni rispetto a quella ottenuta a massima velocità:  $\sigma = p_{me}/p_{me}^0$ , che in fig. 3 è diagrammata in funzione della velocità del motore  $v = n_m/n_m^0$  per vari rapporti di sovralimentazione in condizione di progetto  $\beta_a^0$ , sempre per i dati iniziali in seguito riportati.

La validità delle ipotesi assunte nel procedimento indicato può mancare alle basse velocità ove l'espressione (25) della pressione di attrito può cadere in difetto, e la combustione può avvenire con modalità diverse da quelle idealizzate.

In effetti i motori aspirati presentano un massimo di coppia per  $v = 0,5 \div 0,6$ , mentre con le ipotesi assunte tale massimo si ha a velocità molto inferiori.

Resta da verificare l'assunzione posta precedentemente di mantenere costanti i rendimenti del compressore e della turbina. Per il compressore se ne può tracciare la linea di funzionamento sul suo diagramma caratteristico. In fig. 4 è riportato diagramma tipo normalizzato di un compressore centrifugo avente in ordinata il rap-

porto fra la prevalenza fornita in condizioni generiche a quella in condizioni di progetto ed in ascissa il rapporto fra le relative portate di aria, al fine di verificare l'ipotesi di  $\eta_c$  costante, e di controllare che il compressore non cada in pompaggio. Le ascisse sono date dalla:

$$\frac{G}{G^0} = v \cdot \eta \cdot \frac{S}{S_0}$$

Le ordinate si ricavano dai calcoli già svolti.

Si sono tracciate le linee di funzionamento per tre diverse sovralimentazioni di progetto e si vede che l'ipotesi di  $\eta_c$  costante è ben verificata.

Per la turbina si nota che, se con buona approssimazione si pone  $\eta_t$  come funzione solo del rapporto caratteristico  $u/c_1$  essendo  $L_c \equiv u^2$  e  $L_t \equiv \eta_t \cdot c_1^2$ , risulta sempre per l'equilibrio della turbosoffiante  $\eta_t \equiv \left( \frac{u}{c_1} \right)^2$ , per cui  $\eta_t$  si conserva costante ed eguale al valore fissato in condizioni di progetto.

I calcoli sono stati sviluppati con i seguenti dati iniziali:  $q = 15$ ;  $\alpha^0 = 30$ ;  $H_i = 10.200$  Cal/kg;  $p_1 = 1$  kg/cm<sup>2</sup>;  $T_1 = 288$  °K;  $\eta_c = 0,80$ ;  $\eta_t = 0,85$ ;  $\eta_m = 0,98$ .

Per l'andamento dell'efficienza volumetrica del motore aspirato si è assunta una curva riportata in [3].

Per i rimanenti valori assunti ci si può riferire a [1] e [2].

I calcoli relativi all'equilibrio della turbosoffiante e al ciclo termodinamico svolto nel motore sono stati sviluppati dal calcolatore elettronico dell'Istituto Matematico del Politecnico di Torino.

Maurizio Pandolfi

Assistente ordinario alla Cattedra di Macchine del Politecnico di Torino

#### BIBLIOGRAFIA

- [1] CAPETTI A., *Motori alternativi a combustione interna*, Giorgio Ed., 1954.
- [2] CAPETTI A., *Motori per aeromobili*, Giorgio Ed., 1943.
- [3] LIST H., *Die Verbrennungskraftmaschine*, Band 4, Teil 3, Springer Verlag, Wien, 1952.

# Influenza della conducibilità termica della matrice sulla efficienza degli scambiatori di calore rotanti

MATTEO ANDRIANO illustra i risultati ottenuti su di uno scambiatore di calore rotante sperimentale costruito nel Laboratorio dell'Istituto di Macchine e Motori per Aeromobili del Politecnico di Torino. Poiché le teorie che portano al calcolo dell'efficienza di tale tipo di scambiatori sono sempre basate su ipotesi drasticamente semplificate, le esperienze eseguite dall'autore hanno lo scopo di controllare la accettabilità o meno di dette ipotesi. Dai risultati sperimentali emerge che, almeno per le matrici impiegate, costruite in ceramica, ferro, ottone, e rame, ha grande importanza la conducibilità termica del materiale di cui è costituita la matrice stessa, che nelle deduzioni teoriche viene invece sempre supposta uguale a zero o ad infinito. I risultati vengono poi impiegati per controllare la validità di un metodo di calcolo precedentemente proposto dall'autore, che, nel campo delle misure effettuate, si presenta utile.

- |   |  |
|---|--|
| <p><math>A</math> (<math>A'</math>) Superficie di scambio gas-matrice, parte fredda (parte calda).</p> <p><math>A_c</math> (<math>A_c'</math>) Area di passaggio dei gas; parte fredda (parte calda).</p> <p><math>A_f</math> (<math>A_f'</math>) Area frontale complessiva della matrice; parte fredda (parte calda).</p> <p><math>C_1</math> Costante dipendente dalle caratteristiche della matrice definita dalla relazione 21).</p> <p><math>C_2</math> Costante dipendente dalle caratteristiche della matrice definita nella relazione 27).</p> <p><math>c_p</math> (<math>c_p'</math>) Calore specifico del gas; parte fredda (parte calda).</p> <p><math>c_p^*</math> Calore specifico del materiale costituente la matrice.</p> <p><math>c_{pm}</math> (<math>c_{pm}'</math>) Calore specifico medio tra le temperature estreme dei gas.</p> <p><math>F</math> (<math>F'</math>) Parametro definito dalle relazioni 3) e 4).</p> <p><math>G</math> (<math>G'</math>) Peso di matrice; parte fredda (parte calda).</p> <p><math>l</math> Lunghezza della matrice (spessore) in senso assiale.</p> <p><math>Q</math> Quantità di calore complessiva trasmessa dalla corrente calda a quella fredda.</p> <p><math>Q_{\varphi}</math> Quantità di calore trasmessa dalla corrente calda a quella fredda per effetto della conducibilità circonferenziale della matrice.</p> <p><math>Q_z</math> Quantità di calore trasmessa nell'interno della matrice per effetto della conducibilità assiale della stessa.</p> <p><math>r</math> Distanza radiale dall'asse di rotazione della matrice.</p> <p><math>r_i</math> Raggio interno della matrice.</p> <p><math>r_e</math> Raggio esterno della matrice.</p> <p><math>T</math> Temperatura del gas.</p> <p><math>T_1</math> Temperatura del gas freddo all'ingresso nella matrice.</p> <p><math>T_2</math> Temperatura del gas freddo dopo l'attraversamento della matrice.</p> <p><math>T_3</math> Temperatura del gas caldo all'ingresso nella matrice.</p> | <p><math>T_4</math> Temperatura del gas caldo dopo l'attraversamento della matrice.</p> <p><math>T^*</math> Temperatura della matrice.</p> <p><math>T^*_c</math> Temperatura della matrice alla fine del riscaldamento.</p> <p><math>T^*_f</math> Temperatura della matrice alla fine del raffreddamento.</p> <p><math>t</math> Tempo.</p> <p><math>t_0</math> (<math>t_0'</math>) Tempo impiegato dalla matrice a percorrere la zona fredda (calda).</p> <p><math>z</math> Coordinata in senso assiale.</p> <p><math>W</math> (<math>W'</math>) Portata in peso di gas freddo (caldo).</p> <p><math>\alpha</math> (<math>\alpha'</math>) Coefficiente di trasmissione del calore fluido-matrice.</p> <p><math>\eta</math> Efficienza dello scambiatore.</p> <p><math>\eta_c</math> Efficienza corretta per effetto della conducibilità circonferenziale.</p> <p><math>\lambda_z</math> Conducibilità termica della matrice nel senso del passaggio dei gas.</p> <p><math>\lambda_{\varphi}</math> Conducibilità termica della matrice in senso circonferenziale.</p> <p><math>\Lambda_r</math> (<math>\Lambda_r'</math>) Lunghezza ridotta della matrice definita dalla relazione 2).</p> <p><math>\tau_r</math> (<math>\tau_r'</math>) Tempo ridotto, definito dalla relazione 2).</p> <p><math>\varphi</math> Coordinata in senso circonferenziale.</p> <p><math>\varphi_0</math> (<math>\varphi_0'</math>) Estensione angolare della parte fredda (calda).</p> <p><math>(\Lambda_r/\tau_r)_M</math> Maggiore dei due rapporti <math>\Lambda_r/\tau_r</math> e <math>\Lambda_r'/\tau_r'</math></p> <p><math>(\tau_r/\Lambda_r)_m</math> Minore dei due rapporti <math>\tau_r/\Lambda_r</math> e <math>\tau_r'/\Lambda_r'</math></p> |
|---|--|

Sono noti i vantaggi derivanti dall'impiego degli scambiatori di calore rotanti; essi consistono essenzialmente nell'economia di spazio ed anche di costo in confronto ai tipi tradizionali.

Tuttavia il calcolo si presenta malsicuro a causa delle numerose approssimazioni che intervengono

nella deduzione delle formule della efficienza, ed anche per la quasi assoluta mancanza di dati sperimentali al riguardo.

Nelle deduzioni teoriche infatti tutti gli autori ammettono in pratica che la conducibilità termica del materiale di cui è costituita la matrice e anche quella dei gas sia nulla in tutte le direzioni; ma nonostante queste semplificazioni il problema rimane ancora così complesso matematicamente, da non permettere di arrivare ad una espressione dell'efficienza in forma chiusa. Pertanto tutte le soluzioni proposte consentono il calcolo dell'efficienza o per via grafico-analitica, o per via numerica.

Il primo inconveniente che ne deriva è la impossibilità di eseguire calcoli di progetto, ma soltanto di verifica. Quando poi, dopo la elaborazione di questi calcoli si arriva al valore dell'efficienza rimane l'incertezza di quanto si avvicini lo scambiatore a cui sono stati applicati, al modello teorico con conducibilità nulla.

Per cercare di ovviare a questi due inconvenienti da tempo sono stati intrapresi studi presso l'Istituto di Macchine e Motori per Aeromobili del Politecnico di Torino di carattere sia teorico che sperimentale. Un primo studio teorico [22] aveva lo scopo di dare una formulazione semplice e chiusa della efficienza di uno scambiatore con ipotesi semplificative del tipo di quelle ricordate sopra.

Verranno qui riportati soltanto i risultati utili al seguito del presente studio, rimandando per maggiori dettagli al lavoro citato.

In esso venivano presi in considerazione scambiatori comunque asimmetrici (cioè con la parte

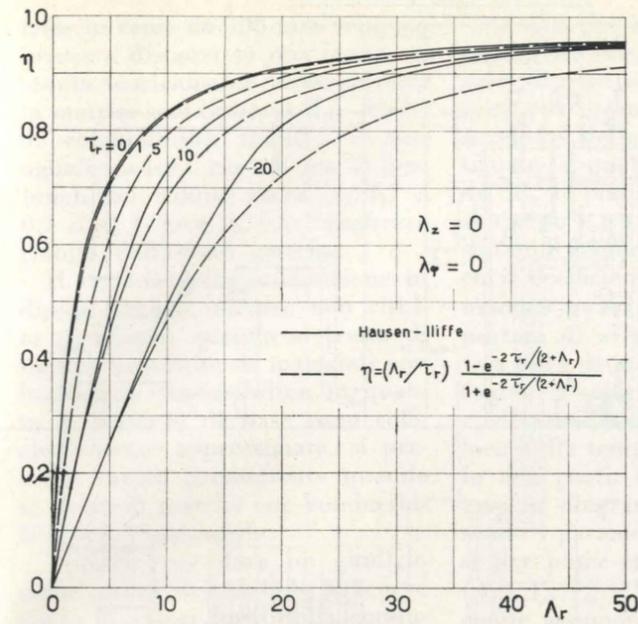


Fig. 1 - Diagrammi di efficienza teorica di scambiatori simmetrici con conducibilità nulla in tutte le direzioni.

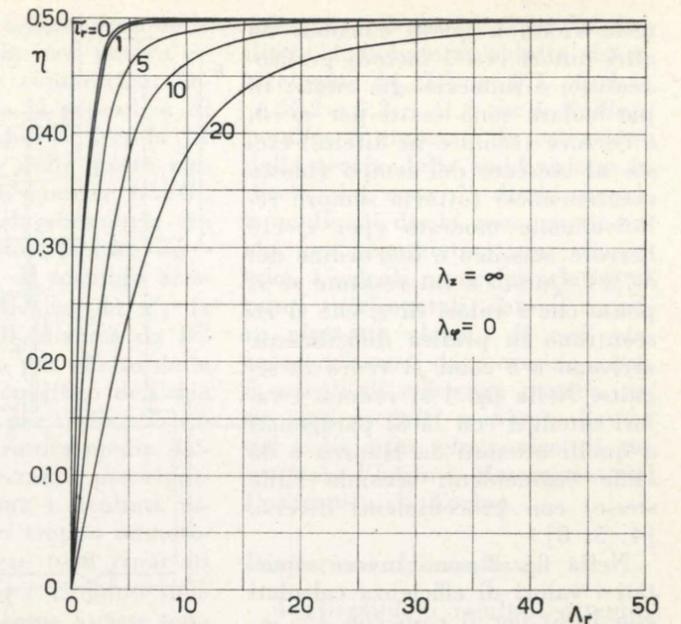


Fig. 2 - Diagrammi di efficienza teorica di scambiatori simmetrici con conducibilità assiale infinita, e circonferenziale nulla.

« calda » e la parte « fredda » diverse fra loro, sia come area della superficie di scambio, sia come portata di gas) ed aventi matrici con conducibilità termica nel senso dell'attraversamento dei gas ( $\lambda_z$ ) ed in senso circonferenziale ( $\lambda_{\varphi}$ ) uguali a zero oppure ad infinito.

Delle quattro combinazioni possibili prese in considerazione quelle che interessano sono le due con  $\lambda_z=0$  e  $\lambda_z=\infty$  e con  $\lambda_{\varphi}=0$ .

In entrambi i casi si giunge ad una espressione dell'efficienza, intesa come quantità di calore effettivamente scambiato divisa per la quantità idealmente scambiabile, del tipo:

$$(1) \quad \eta = \left( \frac{\Lambda_r}{\tau_r} \right)_M \frac{[1 - \exp(-F t_0)] [1 - \exp(-F' t_0')]}{1 - \exp(-F t_0 + F' t_0')}$$

nella quale  $\Lambda_r$  e  $\tau_r$  sono i parametri adimensionali « lunghezza ridotta » e « tempo ridotto » di uso comune nel campo degli scambiatori periodici, e valgono:

$$(2) \quad \begin{cases} \Lambda_r = \frac{\alpha A}{W \cdot c_p} & \text{(parte fredda)} \\ \tau_r = \frac{\alpha \cdot A}{G \cdot c_p^*} \cdot t_0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} \Lambda_r' = \frac{\alpha' A'}{W' c_p'} & \text{(parte calda)} \\ \tau_r' = \frac{\alpha' A'}{G' c_p'^*} t_0' \end{cases}$$

$(\Lambda_r/\tau_r)_M$  è il maggiore dei due rapporti  $\Lambda_r/\tau_r$  e  $\Lambda_r'/\tau_r'$ ,  $F$  ed  $F'$  sono dati dalle relazioni:

$$(3) \quad F = - \frac{1}{t_0} \frac{2\tau_r}{2 + \Lambda_r};$$

$$F' = - \frac{1}{t_0'} \frac{2\tau_r'}{2 + \Lambda_r'}$$

quando vale l'ipotesi  $\lambda_z=0$ , ed invece dalle relazioni

$$(4) \quad F = - \frac{1}{t_0} \frac{\tau_r}{\Lambda_r} [1 - \exp(-\Lambda_r)];$$

$$F' = - \frac{1}{t_0'} \frac{\tau_r'}{\Lambda_r'} [1 - \exp(-\Lambda_r')]$$

quando vale l'ipotesi  $\lambda_z=\infty$ .

$$(5) \quad \eta = \frac{\Lambda_r}{\tau_r} \frac{1 - \exp(-F t_0)}{1 + \exp(-F t_0)}$$

Quando lo scambiatore diventa simmetrico ( $\Lambda_r=\Lambda_r'$ ;  $\tau_r=\tau_r'$ ) la espressione 1) dell'efficienza si semplifica diventando

$$(5) \quad \eta = \frac{\Lambda_r}{\tau_r} \frac{1 - \exp(-F t_0)}{1 + \exp(-F t_0)}$$

nella quale naturalmente  $F$  è ancora dato dalla 3) oppure dalla 4) (ora è  $F=F'$ ) a seconda che si voglia considerare il caso  $\lambda_z=0$  oppure  $\lambda_z=\infty$ .

È interessante calcolare il limite della 5) per  $\tau_r$  tendente a zero, cioè per velocità di rotazione del-

lo scambiatore tendente ad infinito. Tale limite risulta:

$$(6) \quad \lim_{\tau_r \rightarrow 0} \eta = \Lambda_r / (2 + \Lambda_r)$$

per  $\lambda_z=0$ ; e

$$(7) \quad \lim_{\tau_r \rightarrow 0} \eta = [1 - \exp(-\Lambda_r)] / 2$$

per  $\lambda_z=\infty$ .

La 6) mostra che l'efficienza di uno scambiatore con conducibilità  $\lambda_z=0$  può avvicinarsi comunque ad 1 pur di avere  $\Lambda_r$  abbastanza grande, mentre la 7) mostra che l'efficienza di uno scambiatore con conducibilità  $\lambda_z=\infty$  non può mai superare 0,5 comunque grande sia  $\Lambda_r$ . Risulta dunque anche analiticamente la grande importanza della conducibilità.

Si noti poi che la 6) è anche l'espressione dell'efficienza di uno scambiatore fisso simmetrico funzionante in contro-corrente, mentre la 7) è l'espressione dell'efficienza di uno scambiatore fisso simmetrico funzionante in equicorrente.

Mentre la 1) e la 5) scritte con  $\lambda_z=\infty$  sono rigorose, le stesse scritte con  $\lambda_z=0$  sono soltanto approssimate (per la discussione ved. lo studio già citato). Infatti, come è stato detto all'inizio, in questo caso non è possibile arrivare ad una espressione rigorosa dell'efficienza in forma chiusa. Tuttavia i valori ottenuti con queste relazioni approssimate sono piut-

tosto vicini a quelli calcolati da altri autori con i metodi grafico-analitici o numerici già citati; in particolare sono esatti per  $\tau_r=0$ , e l'errore (sempre in difetto) cresce al crescere del tempo ridotto mantenendosi tuttavia sempre relativamente modesto (per  $\tau_r=10$  l'errore massimo è dell'ordine del 6-7%). Questo è interessante se si pensa che i valori di  $\tau_r$ , che si riscontrano in pratica difficilmente arrivano a 5 come si vedrà in seguito. Nella fig. 1 si vedono i valori ottenuti con la 5) paragonati a quelli ottenuti da Hausen e da Iliffe (coincidenti secondo Iliffe stesso) con procedimenti diversi. [4; 5; 8]

Nella fig. 2 sono invece riportati i valori di efficienza calcolati con la 5) per il caso con  $\lambda_z = \infty$ .

In uno studio successivo [23] si è sviluppato un metodo di calcolo di efficienza basato sulla suddivisione della matrice in dischi uguali, isolati termicamente tra di loro, mediante piani perpendicolari all'asse di rotazione, e tali che a ciascuno di essi fossero applicabili con maggiore approssimazione le ipotesi che stavano alla base del lavoro precedente.

Il metodo aveva un duplice scopo:

- 1) considerando ciascun disco come avente conducibilità  $\lambda_z=0$  ottenere una approssimazione migliore di quella data dalle 1) e 5) scritte per  $\lambda_z=0$ ;
- 2) considerando ciascun disco come avente conducibilità  $\lambda_z=\infty$  e, come si è detto, i vari dischi isolati tra loro, simulare mediante un numero variabile di suddivisioni la conducibilità vera ( $\neq 0$  e  $\neq \infty$ ) di una matrice reale.

Nello studio stesso si concludeva che il primo scopo era senz'altro raggiunto, poiché con una suddivisione in due soli dischi (nel qual caso si arriva ancora ad una formula chiusa per l'efficienza) l'errore massimo è dell'ordine di 1,8 % per  $\tau_r=10$ , mentre con una suddivisione in tre dischi la curva che si ottiene sempre per  $\tau_r=10$  è praticamente coincidente con quella di Hausen-Iliffe.

Per quanto riguarda l'utilità del metodo per mettere in conto valori finiti della conducibilità si riconosceva che l'unica via che po-

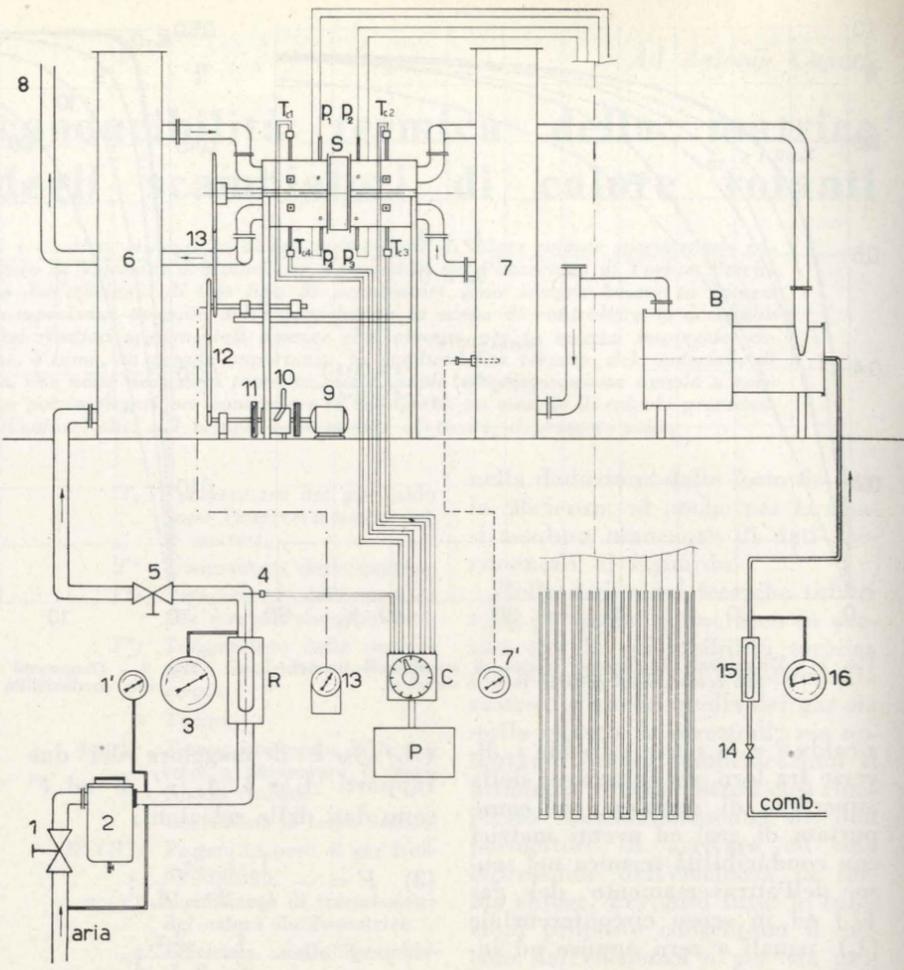


Fig. 3 - Schema dell'impianto per la determinazione sperimentale dell'efficienza: B, Camera di combustione; C, Commutatore per le termocoppie; P, Potenzimetro per le termocoppie; R, Rotametro per la portata dell'aria; S, Scambiatore; T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub>, T<sub>3</sub>, Termocoppie; U, Tubi manometrici ad U; 1, Valvola di regolazione grossolana della portata; 1', Manometro per la pressione in condotta; 2, Filtro olio; 3, Manometro per la pressione al rotametro; 4, Termocoppia per la temperatura al rotametro; 5, Valvola per la regolazione fine della portata; 6, Camera di calma; 7, Camera di calma e di uniformizzazione della temperatura; 7', Termometro per la misura grossolana della temperatura dei gas; 8, Camino; 9, Motore elettrico per la rotazione della matrice; 10, Variatore continuo di velocità a cinghie trapezoidali; 11, Prima riduzione (a cinghie); 12, Seconda riduzione (a catena); 13, Terza riduzione (a catena); 13', Tachimetro; 14, Valvola per la regolazione della portata di combustibile; 15, Rotametro per la misura della portata di combustibile; 16, Manometro per la pressione del combustibile al rotametro.

tesse permettere una risposta era quella sperimentale.

In una prima serie di esperienze eseguite mediante l'impianto sperimentale (fig. 3 e 3') descritto nel rif. [24] venne studiato il comportamento di quattro matrici costituite da tubi di piccolo diametro, affiancati tenuti insieme in un contenitore cilindrico di acciaio. Delle quattro matrici due erano costituite da tubi (diametro 2 x 3 mm) di materiale ceramico (steatite) per simulare le condizioni di conducibilità nulla, ed erano rispettivamente di 50 e di 100 mm di lunghezza nel senso dell'attraversamento dei gas.

Le altre due per simulare le condizioni di  $\lambda_z = \infty$  erano state costruite con tubi di rame (diametro 2 x 2,7 mm), ed erano di 45 e

di 100 mm di lunghezza. Tutte le matrici avevano un diametro utile di 210 mm.

I risultati di questa prima serie di prove [24], dimostrano l'applicabilità della formula 1) scritta con l'ipotesi  $\lambda_z=0$  alle matrici in ceramica, mentre la 1) scritta con l'ipotesi  $\lambda_z = \infty$  risulta pessimistica applicata alle matrici in rame.

Emerge quindi che mentre la conducibilità della steatite (2,3 Cal/m h °C) può essere considerata trascurabile, e quindi le matrici di tale materiale o di materiali simili essere trattate con sufficiente approssimazione come aventi  $\lambda_z=0$ , la conducibilità del rame invece, pur essendo molto elevata (250 Cal/m h °C) non può essere considerata infinita. I punti sperimentali ottenuti con la ma-

trice in rame da 100 mm vengono invece a disporsi su una curva ottenuta teoricamente immaginando la matrice suddivisa in due dischi di conducibilità infinita, e non uguali tra loro, ma tali che le loro lunghezze ridotte siano  $\Lambda_r/1,1$  e  $0,1 \Lambda_r/1,1$  dove  $\Lambda_r$  è la lunghezza ridotta dell'intera matrice.

Il metodo della suddivisione in dischi dunque, mentre non risulta necessario quando si tratta di matrici costituite di materiali con bassissima conducibilità, in quanto le formule di base sono sufficientemente approssimate, si presenta invece promettente quando si tratta di matrici con conducibilità non trascurabile.

Tuttavia per dare un giudizio sulla utilità del metodo a tenere conto di valori finiti della conducibilità si è reputato necessario intraprendere una seconda serie di esperienze aventi proprio questo scopo.

Si sono pertanto usate quattro matrici, tutte di lunghezza 100 mm e di diametro utile 210 mm, costituite al solito di tubi stipati entro un contenitore cilindrico, rispettivamente dei seguenti materiali, in scala di conducibilità termica crescente (fig. 4):

- 1) steatite ( 2,3 Cal/m h °C)
- 2) acciaio ( 40 » )
- 3) ottone ( 80 » )
- 4) rame (250 » )

Perché il metodo della suddivisione in dischi risulti utile è necessario che la suddivisione rimanga la stessa per una stessa matrice, al variare della velocità di rotazione e delle portate fluide che la attraversano.

Pertanto per ciascuna delle quattro matrici di cui sopra si è eseguito un ciclo di esperienze consistente nel determinare l'efficienza dello scambiatore per tre diverse velocità di rotazione della matrice (0,5; 1; e 5 giri/minuto) e per diversi valori della portata di aria variabili tra 15 e 150 grammi/secondo, limiti rispettivamente minimo e massimo dell'impianto.

I valori dell'efficienza ottenuti in base ai dati sperimentali con il procedimento descritto nel rif. [24] sono riportati nei diagrammi di fig. 5 per le matrici in ceramica e in ottone.

Si noti che lo scambiatore nelle esperienze eseguite non poteva essere considerato simmetrico; infatti pur essendo la superficie di scambio della parte fredda A uguale a quella della parte calda A', il peso di matrice  $G=G'$ , il tempo  $t_o=t_o'$ , la simmetria era soltanto geometrica, mentre invece il coefficiente di scambio aria-matrice  $\alpha$  era diverso da  $\alpha'$ ; la portata di aria  $W$  diversa da  $W'$  (sia pure di poco per effetto delle fughe) il calore specifico dell'aria  $c_p$  diverso da  $c_p'$  per il diverso valore della temperatura media dalle due parti. Pertanto per riportare in diagramma i risultati, essendo i parametri troppo numerosi per poter essere tutti riportati ( $\Lambda_r, \Lambda_r', \tau_r, \tau_r'$ ) si è ritenuto sufficiente assumere come ascisse semplicemente i valori di  $\Lambda_r$ , e come parametro delle curve, anziché il tempo ridotto che non risulterebbe costante per i diversi punti sperimentali, la velocità di rotazione. I diagrammi così ottenuti risultano comunque sempre validi per il confronto con i calcoli teorici.

I valori teorici dell'efficienza sono stati calcolati applicando la relazione 1) scritta nell'ipotesi  $\lambda_z=0$  per la matrice in ceramica, introducendo in essa i valori di  $\Lambda_r, \Lambda_r', \tau_r, \tau_r'$  relativi a ciascun punto sperimentale.

Per le altre matrici il calcolo è stato svolto applicando la relazione 1) scritta nell'ipotesi  $\lambda_z = \infty$ , e poi è stato ripetuto con il metodo della suddivisione in dischi (v. appendice) immaginando di suddividere le matrici in 1,1; 1,2;

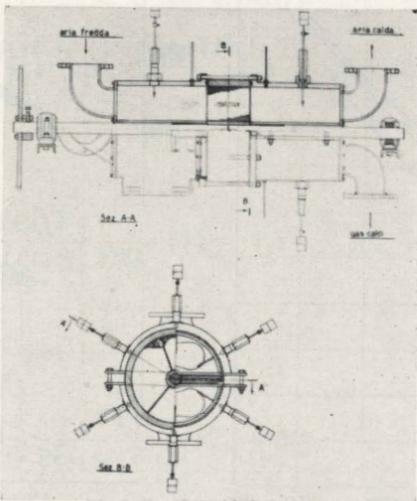


Fig. 3' - Scambiatore.

1,4; 1,6; 1,8 dischi (cioè in due dischi di lunghezza ridotta rispettivamente  $\Lambda_r/1,1$  e  $0,1 \Lambda_r/1,1$ ;  $\Lambda_r/1,2$  e  $0,2 \Lambda_r/1,2$  ecc.). Nell'appendice è riportata la estensione della teoria della suddivisione in dischi dal caso di dischi uguali a quello di dischi non uguali anche per scambiatori non simmetrici. I calcoli numerici relativi ai punti sperimentali, dato il numero piuttosto elevato di essi, ciascuno dei quali dava origine a ben 5 calcoli di efficienza teorica, sono stati eseguiti mediante l'aiuto del calcolatore elettronico di cui è dotato l'Istituto Matematico del Politecnico di Torino.

#### Discussione dei risultati

Analizzando i risultati ottenuti con la matrice in ceramica si vede subito che l'accordo tra i punti sperimentali e quelli teorici è ottimo per la velocità di 5 giri/1' (a cui corrispondono, tempi ridotti che variano tra 0,2 e 0,5), buono per la velocità di 1 giro/1' ( $\tau_r$  compresi tra 1 e 2,5) dove tuttavia i punti sperimentali tendono ad essere più alti di quelli teorici, mentre per la velocità più bassa (0,5 giri/1';  $\tau_r$  compreso tra 2 e 5) i punti sperimentali sono tutti nettamente al di sopra di quelli teorici, tanto più quanto maggiore è la portata (cioè minore  $\Lambda_r$ ).

I risultati ottenuti con le matrici metalliche mostrano un fenomeno simile a quello notato per la matrice in ceramica. Riferendosi ad es. a quelli ottenuti con la matrice in ottone (fig. 5 b) si vede che quando la velocità di rotazione è 5 giri/1' i punti sperimentali stanno con buona approssimazione su quelli teorici, calcolati però ora con una suddivisione in 1,2 dischi.

Quando la velocità scende ad 1 giro/1' i punti sperimentali sono superiori a quelli teorici della curva con suddivisione in 1,2 dischi specialmente per le alte portate (bassi  $\Lambda_r$ ) e lo scarto è notevole quando la velocità scende a 0,5 giri/1' sempre per le alte portate; in queste condizioni lo scarto è notevolmente maggiore di quello riscontrato con la matrice in ceramica.

La cosa non poteva essere spiegata ammettendo che per bassissima velocità di rotazione e per

grandi portate il numero di dischi in cui doveva venire divisa la matrice fosse maggiore, poiché in tale zona l'efficienza risultava addirittura superiore a quella di uno scambiatore costituito da una matrice con  $\lambda_z=0$ ; cosa del resto confermata anche dal comportamento analogo della matrice in ceramica.

La causa del fenomeno non doveva dunque essere la conducibilità  $\lambda_z$  della matrice, ma il fatto che le ipotesi su cui sono basate le relazioni impiegate per calcolare teoricamente l'efficienza trascurano anche la conducibilità circonferenziale (o periferica) della matrice  $\lambda_\varphi$ .

Questa conducibilità dunque doveva essere la causa dell'andamento dei punti sperimentali. Era necessario trovare ora la maniera di mettere in conto tale effetto per vedere se la correzione che ne derivava migliorava l'accordo tra i punti sperimentali e quelli teorici.

#### Correzione per la conducibilità circonferenziale

Per valutare l'entità della correzione da apportare per il calore trasferito dalla corrente calda dello scambiatore a quella fredda per effetto della conducibilità circonferenziale  $\lambda_\varphi$  della matrice, anziché per effetto della rotazione stessa si scrive l'espressione della quantità di calore trasmessa nell'unità di tempo dallo

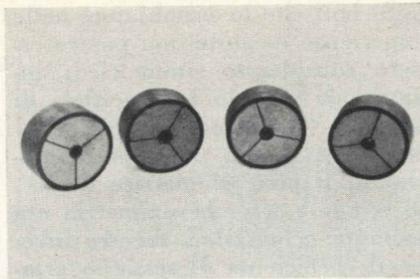


Fig. 4 - Le quattro matrici impiegate: da sinistra: Matrice in ceramica, ferro, ottone, rame.

scambiatore per entrambi gli effetti (rotazione e conduzione circonferenziale):

$$(8) \quad Q = (Wc_p)_m \cdot \eta (T_3 - T_1) - \lambda_\varphi \left\{ \int_{ri}^{re} \left[ \left( \frac{dT^*}{rd\varphi} \right)_{\varphi=0} + \left( \frac{dT^*}{rd\varphi} \right)_{\varphi=\varphi_0} \right] ldr - \int_{ri}^{re} \left[ \left( \frac{dT^*}{rd\varphi} \right)_{\varphi=\varphi_0} + \left( \frac{dT^*}{rd\varphi} \right)_{\varphi=0} \right] ldr \right\}$$

La prima parte del secondo membro di questa relazione rappresenta il calore « trasportato » dalla matrice (supposta con  $\lambda_\varphi=0$ ) per la rotazione, e deriva dalla definizione stessa di efficienza; la seconda parte rappresenta invece la correzione per il calore trasferito

rito alla parte fredda per conduzione, come differenza fra quello che entra e che esce attraverso le due superfici di separazione parte calda - parte fredda. Il segno meno che precede la seconda parte vi è perché quando  $dT^*/d\varphi$  è negativo (come è sempre) il calore trasmesso per conducibilità si somma a quello trasportato.

Scrivere in questo modo la quantità di calore complessiva  $Q$  implica l'ipotesi che la quantità di calore trasmessa per conduzione non modifichi sensibilmente la distribuzione delle temperature sulla matrice calcolata per  $\lambda_\varphi=0$ , cioè non alteri il valore di  $\eta$  che compare nella 8). Questo è stato ritenuto accettabile in quanto si è visto nel confronto tra le misure sperimentali e i calcoli teorici, che la quantità di calore scambiata in più per  $\lambda_\varphi=0$  è dell'ordine del 10-15% al massimo di quella scambiata per effetto della rotazione; cioè si tratta effettivamente di una correzione della quale si può quindi trascurare l'effetto di seconda approssimazione sul fenomeno principale.

Tornando alla 8), nella parte che rappresenta il calore trasmesso

so per conducibilità compaiono le derivate  $\frac{dT^*}{d\varphi}$  e  $\frac{dT^*}{d\varphi'}$  che possono essere senz'altro ritenute indipendenti da  $r$  e possono quindi essere portate fuori del segno di integrale; così il calore trasmesso per conducibilità può essere espresso come segue:

$$(9) \quad Q_\varphi = \lambda_\varphi \cdot l \cdot \ln \frac{r_e}{r_i} \left[ \left( \frac{dT^*}{d\varphi} \right)_{\varphi=0} - \left( \frac{dT^*}{d\varphi} \right)_{\varphi=\varphi_0} - \left( \frac{dT^*}{d\varphi'} \right)_{\varphi'=0} + \left( \frac{dT^*}{d\varphi'} \right)_{\varphi'=\varphi'_0} \right]$$

Si debbono ora calcolare le derivate nelle sezioni che interessano. Si riporta qui soltanto il calcolo di  $\frac{dT^*}{d\varphi}$  poiché quello di  $\frac{dT^*}{d\varphi'}$  è del tutto analogo.

Ricordando l'ipotesi che il diagramma delle temperature sulla matrice sia lo stesso di quello della matrice con  $\lambda_\varphi=0$ , e ricordando che il calcolo teorico dell'efficienza porta sempre al calcolo della temperatura della matrice, le derivate che interessano possono essere trovate facilmente. Nel primo dei lavori già citati [22], nello sviluppo dei calcoli compare l'espressione della temperatura della matrice, che, durante il raffreddamento vale:

$$(10) \quad T^* = T_1 + (T_c^* - T_1) \exp(Ft)$$

mentre la temperatura della matrice alla fine del periodo di riscaldamento  $T_c$  è data dalla relazione:

$$(11) \quad T_c^* = \frac{[1 - \exp(Ft_0)] T_3 + \exp(F't_0) [1 - \exp(Ft_0)] T_1}{1 - \exp(Ft_0 + F't_0)}$$

Sostituendo la 11) nella 10) e derivando rispetto al tempo si ha:

$$(12) \quad \frac{dT^*}{dt} = F \cdot \exp(Ft) \frac{1 - \exp(F't_0)}{1 - \exp(Ft_0 + F't_0)} (T_3 - T_1)$$

Ma poiché

$$(13) \quad \frac{dT^*}{d\varphi} = \frac{dT^*}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{dT^*}{dt} \frac{t_0}{\varphi_0} \quad \text{si ha}$$

$$(14) \quad \frac{dT^*}{d\varphi} = \frac{t_0}{\varphi_0} \cdot F \exp(Ft) \frac{1 - \exp(F't_0)}{1 - \exp(Ft_0 + F't_0)} (T_3 - T_1)$$

Per la  $\frac{dT^*}{d\varphi'}$  si arriva ad una espressione analoga

$$(14') \quad \frac{dT^*}{d\varphi'} = - \frac{t_0}{\varphi_0} \cdot F' \cdot \exp(F't') \frac{1 - \exp(Ft_0)}{1 - \exp(Ft_0 + F't_0)} (T_3 - T_1)$$

e la differenza tra parentesi quadrata della 9) diventa (ricordando che per  $\varphi=0$  è  $t=0$ ; per  $\varphi=\varphi_0$  è  $t=t_0$ )

$$(15) \quad \left( \frac{t_0 F}{\varphi_0} + \frac{t'_0 F'}{\varphi'_0} \right) \frac{[1 - \exp(Ft_0)] [1 - \exp(F't_0)]}{1 - \exp(Ft_0 + F't_0)} (T_3 - T_1)$$

che, ricordando l'espressione 1) dell'efficienza  $\eta$  e le espressioni 3) e 4) di  $F$  diventa:

$$(16) \quad - \left[ \frac{1}{\varphi_0} \frac{2\tau_r}{2 + \Lambda_r} + \frac{1}{\varphi'_0} \frac{2\tau'_r}{2 + \Lambda'_r} \right] \left( \frac{\tau_r}{\Lambda_r} \right)_m \cdot \eta \cdot (T_3 - T_1)$$

quando deve essere applicata ad una matrice con  $\lambda_z=0$ ; e

$$(17) \quad - \left[ \frac{1}{\varphi_0} \frac{\tau_r}{\Lambda_r} \left\{ 1 - \exp(-\Lambda_r) \right\} + \frac{1}{\varphi'_0} \frac{\tau'_r}{\Lambda'_r} \left\{ 1 - \exp(-\Lambda'_r) \right\} \right] \left( \frac{\tau_r}{\Lambda_r} \right)_m \cdot \eta \cdot (T_3 - T_1)$$

quando deve essere applicata ad una matrice con  $\lambda_z=\infty$ .

Chiamando ora « efficienza corretta » dello scambiatore  $\eta_c$  quella che tiene anche conto del calore trasmesso per conduzione

$$(18) \quad \eta_c = Q / [(Wc_p)_m \cdot (T_3 - T_1)]$$

dove  $Q$  è definito dalla 8), e sostituendo in essa la 9) e la 17) si ottiene

$$(19) \quad \eta_c = \eta \left[ 1 + C_1 \cdot t_0 \left( \frac{2\tau_r}{2 + \Lambda_r} \right) + \frac{\varphi_0}{\varphi'_0} \frac{2\tau'_r}{2 + \Lambda'_r} \right]$$

$$(11) \quad T_c^* = \frac{[1 - \exp(Ft_0)] T_3 + \exp(F't_0) [1 - \exp(Ft_0)] T_1}{1 - \exp(Ft_0 + F't_0)}$$

Sostituendo la 11) nella 10) e derivando rispetto al tempo si ha:

$$(12) \quad \frac{dT^*}{dt} = F \cdot \exp(Ft) \frac{1 - \exp(F't_0)}{1 - \exp(Ft_0 + F't_0)} (T_3 - T_1)$$

Ma poiché

$$(13) \quad \frac{dT^*}{d\varphi} = \frac{dT^*}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{dT^*}{dt} \frac{t_0}{\varphi_0} \quad \text{si ha}$$

$$(14) \quad \frac{dT^*}{d\varphi} = \frac{t_0}{\varphi_0} \cdot F \exp(Ft) \frac{1 - \exp(F't_0)}{1 - \exp(Ft_0 + F't_0)} (T_3 - T_1)$$

Per la  $\frac{dT^*}{d\varphi'}$  si arriva ad una espressione analoga

per lo scambiatore con  $\lambda_z=0$ , e

$$(20) \quad \eta_c = \eta \left\{ 1 + C_1 t_0 \left[ \frac{\tau_r}{\Lambda_r} [1 - \exp(-\Lambda_r)] + \frac{\varphi_0}{\varphi'_0} \frac{\tau'_r}{\Lambda'_r} [1 - \exp(-\Lambda'_r)] \right] \right\}$$

per lo scambiatore con  $\lambda_z=\infty$ .

In queste due relazioni l'espressione di  $C_1$  è la seguente

$$(21) \quad C_1 = \frac{\lambda_\varphi \cdot l}{G \cdot c_p^* \cdot \varphi_0} \ln \frac{r_e}{r_i}$$

da cui risulta che  $C_1$  è una costante dipendente dalla geometria dello scambiatore e dal materiale di cui è costituita la matrice, ma non dalle condizioni di funzionamento (velocità di rotazione e portate).

Riscrivendo per semplicità le 19) e 20) sotto la forma

$$(22) \quad \eta_c = \eta + \Delta\eta$$

nella quale  $\Delta\eta$  ha le espressioni evidenti

$$(23) \quad \Delta\eta = C_1 \cdot t_0 \left( \frac{2\tau_r}{2 + \Lambda_r} + \frac{\varphi_0}{\varphi'_0} \frac{2\tau'_r}{2 + \Lambda'_r} \right) \eta$$

per matrici con  $\lambda_z=0$ ;

$$(24) \quad \Delta\eta = C_1 t_0 \left\{ \frac{\tau_r}{\Lambda_r} [1 - \exp(-\Lambda_r)] + \frac{\varphi_0}{\varphi'_0} \frac{\tau'_r}{\Lambda'_r} [1 - \exp(-\Lambda'_r)] \right\}$$

per matrici con  $\lambda_z=\infty$ , si vede che la correzione per effetto della conducibilità  $\lambda_\varphi$  deve essere tanto maggiore quanto minore è la velocità di rotazione, e questo non solo perché compare direttamente  $t_0$ , ma anche perché questi compare in entrambe le espressioni moltiplicato per  $\tau_r$  (anch'esso proporzionale a  $t_0$ ). Risulta pertanto che a parità di lunghezza ridotta la correzione è addirittura proporzionale a  $t_0^2$ , cioè inversa-

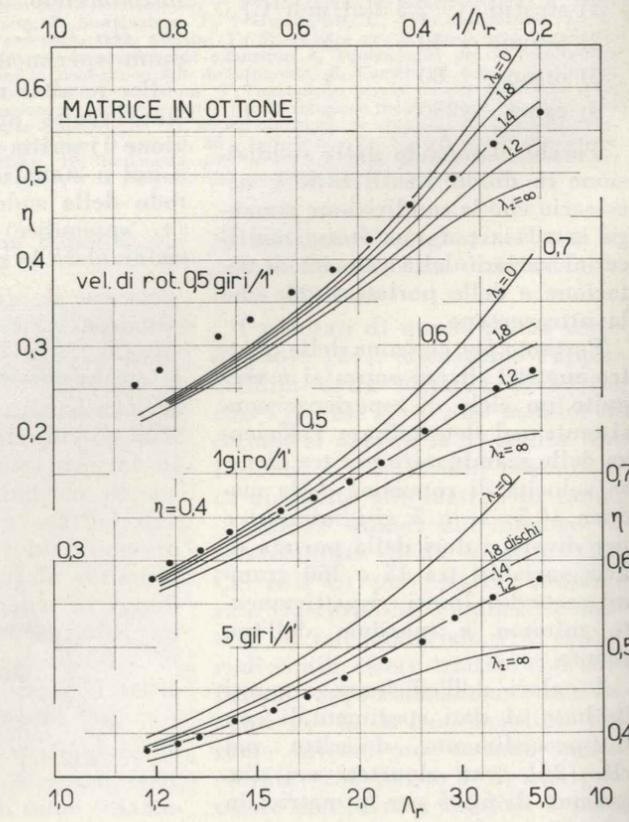
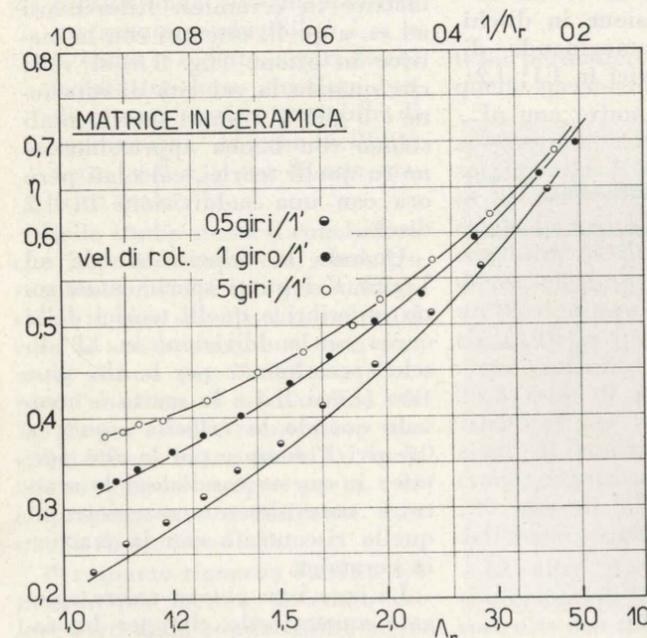


Fig. 5 - Risultati sperimentali non corretti per l'effetto della conducibilità circonferenziale, a confronto con le curve teoriche.

mente al quadrato della velocità di rotazione della matrice (velocità di rotazione =  $\varphi_0/t_0$ ).

Questo concorda dunque con i risultati sperimentali, che davano una efficienza maggiore di quella teorica per la velocità di 0,5 giri/1' ma erano in accordo per la velocità di 5 giri/1'; infatti la correzione da apportare per questa velocità sarebbe dell'ordine di 1/100 di quella necessaria a 0,5, e quindi del tutto trascurabile.

Per eseguire ora le correzioni necessarie a rendere paragonabili i dati sperimentali e quelli teorici si può o sommare a questi ultimi la correzione 23) o 24), oppure sottrarre a quelli la correzione stessa. Per comodità è stata scelta questa seconda via.

Tuttavia per calcolare la correzione è necessaria la conoscenza di  $C_1$ . Si dovrebbe usare la relazione 21), ma dal punto di vista pratico vi è una incertezza tale che si è preferito seguire la strada alla rovescia. Infatti  $\lambda_\varphi$  nella 21) rappresenta la conducibilità circonferenziale della matrice; ma per come è costruita la matrice, di tanti tubi affiancati, questo non è il valore della conducibilità del

materiale costituente i tubi, perché vi sono da considerare due fatti:

a) la superficie attraverso la quale avviene la trasmissione del calore non è continua, ma è costituita di tratti metallici interrotti, a seconda che il piano di divisione incontra la parete di un tubo o il foro dello stesso;

b) il calore deve passare attraverso i tubi che sono fra di loro semplicemente a contatto, e quelli metallici magari superficialmente ossidati in qualche punto per effetto della temperatura; pertanto la trasmissione di calore trova una notevole resistenza di contatto.

Pertanto  $\lambda_\varphi$  che rappresenta macroscopicamente la conducibilità circonferenziale della matrice deve tenere conto di tutti questi effetti, e quindi sarà certamente più bassa della conducibilità vera del materiale dei tubi.

Data dunque l'incertezza con cui può essere valutata  $\lambda_\varphi$  per le varie matrici, la correzione è stata eseguita calcolando il valore di  $C_1$  a posteriori, determinando la

correzione necessaria a fare coincidere qualche punto sperimentale della velocità 0,5 con la curva teorica (in ogni caso la curva teorica scelta è stata quella corrispondente alla suddivisione che si era trovata migliore per la velocità di 5 giri/1'). In base al valore di  $C_1$  calcolato così si sono poi corretti gli altri punti sperimentali per 0,5 e 1 giro/1'; quelli a 5 giri/1' data l'entità che avrebbe avuto la correzione (come si è già visto 1/100 di quella a 0,5 giri/1') non sono stati modificati.

Il fatto che la costante  $C_1$  calcolata come si è detto sopra sia risultata quella necessaria per correggere in modo soddisfacente anche i punti per portate diverse e soprattutto per diverse velocità è stato interpretato come la conferma che effettivamente le differenze fra i risultati teorici e quelli sperimentali erano dovuti alla conducibilità circonferenziale, e che il modo in cui si è proceduto per tenerne conto era fondamentalmente esatto.

Anche i valori di  $\lambda_\varphi$  che risul-

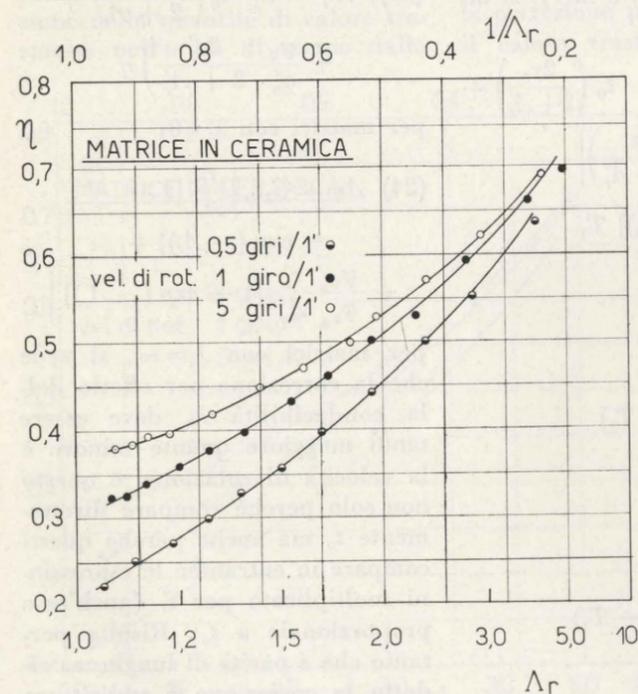


Fig. 6 a, b - Confronto tra i risultati sperimentali e le curve teoriche per le quattro matrici.

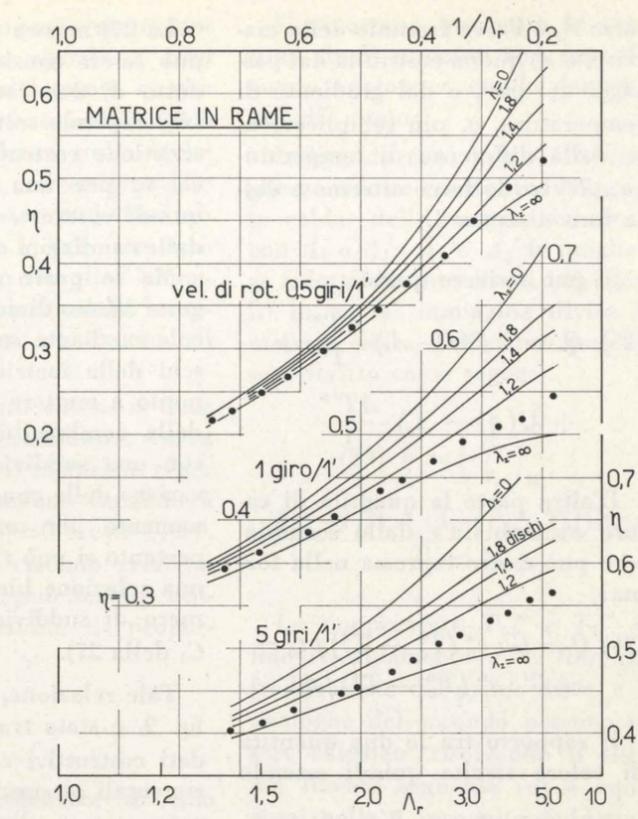
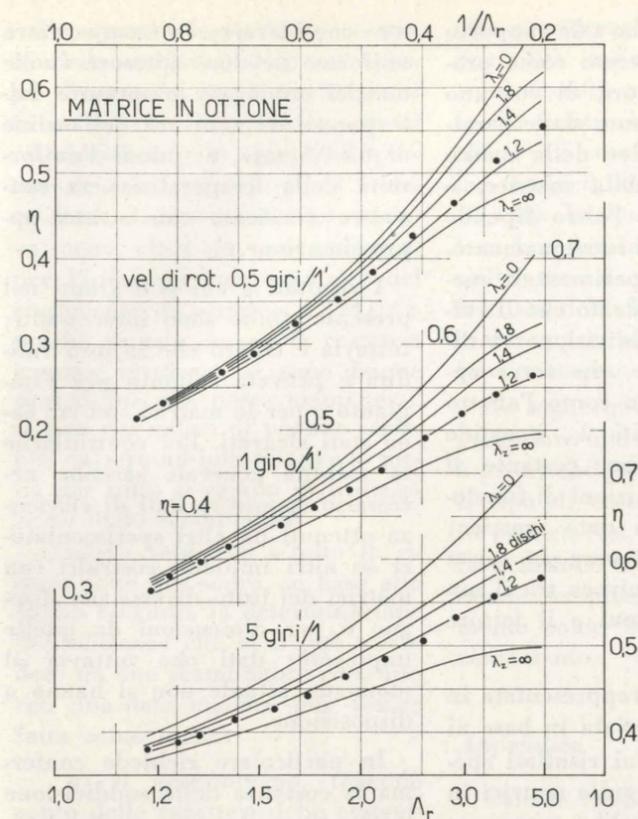
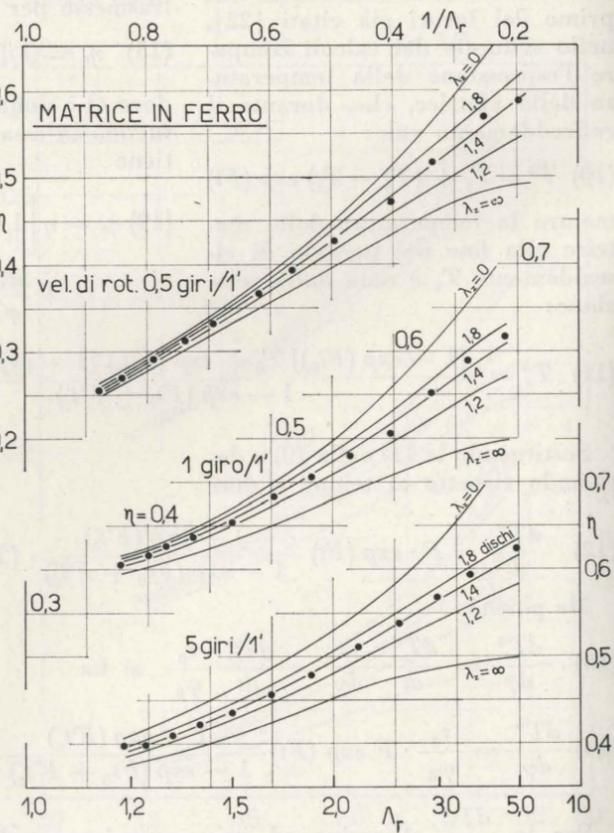


Fig. 6 c, d - Confronto tra i risultati sperimentali e le curve teoriche per le quattro matrici.

tano, risolvendo ora la 21) rispetto a questo parametro, sono valori logici, anche se non si può garantirne l'esattezza; si è ottenuto infatti  $\lambda_\varphi = 7 \frac{Cal}{m \cdot h \cdot ^\circ C}$  per il rame,

19 per l'ottone; 17 per l'acciaio; 3 per la ceramica. Il valore trovato per la ceramica sembra un poco elevato, ma probabilmente è dovuto al fatto che in questo caso i tubetti non potendo venire forzati entro il contenitore sono stati fatti aderire l'uno all'altro mediante un collante di cui non è nota la conducibilità termica, superiore tuttavia, con ogni probabilità, a quella della steatite.

Nella fig. 6 e successive sono riportati i risultati sperimentali corretti come detto sopra, e confrontati con i risultati teorici.

Si vede che l'accordo è buono per tutte le velocità e per tutte le matrici. In particolare si può dire che per la matrice in ceramica sono stati confermati i risultati della prima serie di esperienze; tuttavia è emersa una limitazione nel

campo delle velocità molto basse: cioè la relazione 1) è senz'altro adatta a prevedere il comportamento di uno scambiatore con tale tipo di matrice, purché la velocità di rotazione non sia troppo bassa. Il valore minimo di velocità per la quale può ritenersi valida è naturalmente in relazione all'errore massimo che si intende accettare; e comunque può essere calcolato facilmente mediante le 21 e 22).

Per gli scambiatori a matrice metallica il metodo della suddivisione in dischi appare senz'altro utile, in quanto risulta che il numero di dischi è praticamente indipendente dalle condizioni di funzionamento (velocità di rotazione e portata) e dipende quindi soltanto dalla matrice.

Tale suddivisione, come si vede dai diagrammi, è stata trovata essere di circa 1,1 dischi per la matrice in rame; 1,2 per quella in ottone; 1,4 per quella in acciaio; i punti sperimentali corretti infatti si allineano con buona approssimazione lungo le curve corrispondenti alle suddivisioni dette.

Nella fig. 7 sono riportati i valori dei rapporti  $\eta$  sperimentale/ $\eta$  teorico per le diverse matrici suddivise come detto, per dare un'idea dell'errore che ci si può attendere da tali calcoli.

Nella fig. 8 sono riportati nei tre diagrammi corrispondenti alle tre velocità di rotazione i risultati sperimentali delle quattro matrici, allo scopo di permettere un confronto diretto dell'influenza della conducibilità longitudinale.

È chiaro dalla osservazione dei diagrammi quanto poco sia accettabile in pratica, almeno per le matrici costruite come quelle usate, l'ipotesi, correntemente fatta,  $\lambda_z = 0$ ; quanto lo sia quella  $\lambda_\varphi = 0$  emerge dalla discussione precedente al riguardo.

È possibile ora generalizzare i risultati ottenuti. Considerando infatti la quantità di calore che fluisce assialmente nel materiale costituente la matrice si vede che essa dipende oltretutto dalla conducibilità dello stesso, anche dalla sezione di passaggio ( $A_f - A_c$ )

dove  $A_f$  è l'area frontale della matrice, e  $A_c$  quella costituita dai passaggi dei gas, e dal gradiente di temperatura, o, più semplicemente dalla differenza di temperatura  $\Delta T^*$  tra le facce estreme e dalla loro distanza  $l$ .

Si può scrivere quindi:

$$(25) \quad Q_z = \lambda_z (A_f - A_c) \frac{\Delta T^*}{l} + \lambda_z (A'_f - A'_c) \frac{\Delta T'^*}{l}$$

D'altra parte la quantità di calore « scambiata » dallo scambiatore può essere espressa nella forma:

$$(26) \quad Q = G \cdot c_p^* (T_c^* - T_f^*) / t_0 = G' \cdot c_p^* (T_c^* - T_f^*) / t'_0$$

Il rapporto tra le due quantità di calore risulta quindi essendo

$$(27) \quad \frac{Q_z}{Q} = \frac{\lambda_z (A_f - A_c) t_0 \Delta T^* + \lambda'_z (A'_f - A'_c) t'_0 \Delta T'^*}{l \cdot G c_p^* (T_c^* - T_f^*)} = C_2 \frac{t_0 \Delta T^* + t'_0 \Delta T'^*}{T_c^* - T_f^*}$$

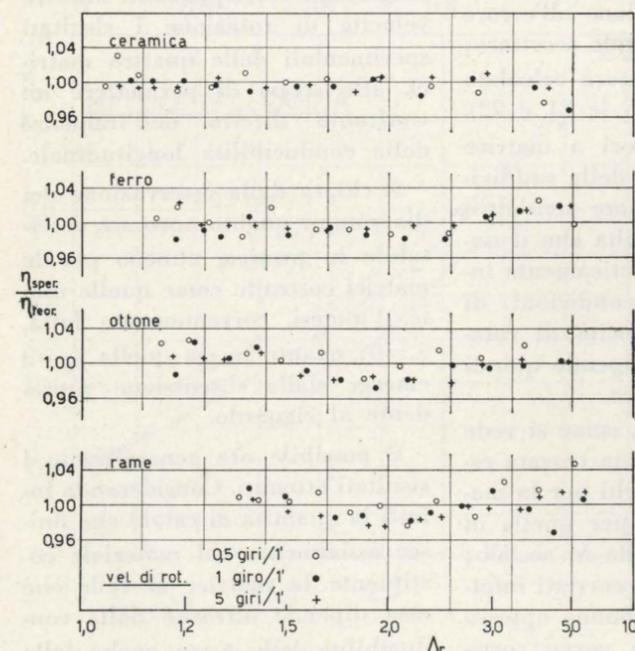


Fig. 7 - Approssimazione tra dati sperimentali e teorici.

La 27) mostra che tale rapporto può essere considerato come prodotto di due fattori, di cui uno ( $C_2$ ) dipende soltanto dalle caratteristiche costruttive della matrice, e, per una data matrice, è quindi costante, e l'altro dipende dalle condizioni di funzionamento.

Ma le prove sperimentali eseguite hanno dimostrato che il calcolo mediante suddivisione in dischi della matrice, che serve appunto a mettere in conto l'effetto della combustibilità  $\lambda_z$ , è valido con una suddivisione costante al variare delle condizioni di funzionamento per una data matrice; pertanto si può ritenere che esista una relazione biunivoca tra il numero di suddivisioni e il fattore  $C_2$  della 27).

Tale relazione, rappresentata in fig. 9, è stata tracciata in base ai dati costruttivi e ai risultati sperimentali ottenuti sulle matrici in prova; essa dovrebbe rimanere valida anche per matrici costruttivamente diverse da quelle impiegate per ricavarla, purché siano valutate correttamente l'area di passaggio del calore e la lunghezza, e purché le pareti metalliche che costituiscono i passaggi dei gas siano abbastanza sottili da po-

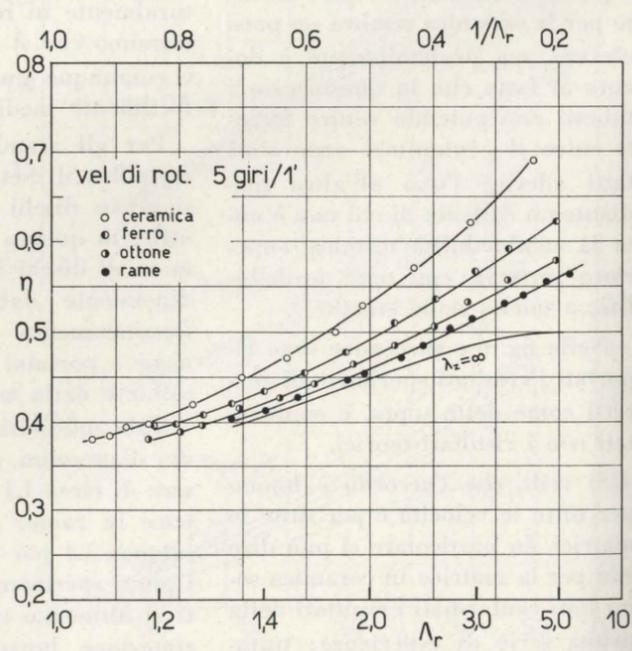


Fig. 8 - Confronto tra i dati sperimentali ottenuti per le diverse matrici alla velocità di rotazione di 5 giri/1'.

ter considerare la temperatura uniforme nel loro spessore (nelle matrici impiegate lo spessore delle pareti dei tubi era dell'ordine di 0,3-0,5 mm, e quindi l'uniformità della temperatura era senz'altro verificata con ottima approssimazione).

I risultati a cui si è giunti nel presente studio sono interessanti; tuttavia è chiaro che la loro validità è provata soltanto per l'impianto e per le matrici con cui sono stati ricavati. Per controllarne la validità generale sarebbe necessario conoscere dati di efficienza ottenuti da altri sperimentatori su altri impianti costruiti con matrici del tutto diverse per disegno e per dimensioni da quelle impiegate; dati che tuttavia al momento attuale non si hanno a disposizione.

In particolare richiede conferma la costanza della suddivisione in dischi anche nel campo delle efficienze superiori a quelle che era possibile ottenere con l'impianto sperimentale usato, e la validità del diagramma di fig. 9 per matrici diverse, oltre naturalmente al suo ampliamento specialmente nel campo dei piccoli valori del parametro  $C_2$ .

Per quanto riguarda la costanza della suddivisione in un campo diverso da quello esplorato si fa notare che le prove eseguite si riferiscono ad un campo di portate di aria variabili, come è stato detto, da uno a dieci ( $A_r$  variava meno, circa da uno a cinque, per l'influenza compensatrice del coefficiente di scambio  $\alpha$  [24]); e poiché in tale campo la costanza è stata verificata vi sono buone probabilità che possa mantenersi, se non per valori di portate variabili da zero ad infinito, per lo meno per tutto il campo di utilizzazione dello scambiatore.

Quando venissero sciolte le riserve fatte qui sopra, in base allo studio eseguito, la determinazione dell'efficienza che ci si può attendere da uno scambiatore costruito con una data matrice può venire fatta come segue:

a) si determinano, tenendo conto delle caratteristiche costruttive della matrice, e delle condizioni di funzionamento previste i valori della lunghezza ridotta e del tempo ridotto;

b) si calcola il valore del parametro  $C_2$  della relazione 27);

c) dal diagramma di fig. 9 in base al valore del parametro  $C_2$  si determina il numero di suddivisioni mediante il quale può venire simulata la conducibilità assiale della matrice;

d) si calcola con le relazioni riportate in appendice l'efficienza teorica dello scambiatore;

e) si calcola in base alle caratteristiche costruttive della matrice il valore del parametro  $C_1$  dato dalla 21) e quindi la correzione da apportare all'efficienza calcolata in d) per l'effetto della conducibilità circonferenziale;

f) si calcola il valore di  $\eta_c$  come somma della efficienza teorica calcolata in d) e della correzione calcolata in e).

Naturalmente tutto il procedimento risulta semplificato se dal diagramma di fig. 9 (ampliato) emerge che lo scambiatore può es-

sere considerato come avente conducibilità assiale uguale a zero (cioè  $C_2=0$ ), e dal punto e) che la correzione è trascurabile, cioè che si può considerare nulla anche la conducibilità circonferenziale ( $C_1=0$ ). In queste condizioni allora la relazione 1) permette senz'altro un calcolo semplice ed immediato dell'efficienza dello scambiatore per ogni condizione di funzionamento.

Ne segue quindi che se si deve progettare uno scambiatore, e si sa a priori che per il materiale e per il tipo di costruzione funzionerà in pratica con  $C_1=0$  e con  $C_2=0$ , la relazione 1), essendo relativamente semplice, può servire utilmente come formula di proporzionamento.

#### Appendice

Calcolo dell'efficienza di uno scambiatore asimmetrico con suddivisione in due dischi disuguali.

Nel rif. [23] si è impostato il calcolo dell'efficienza con la sud-

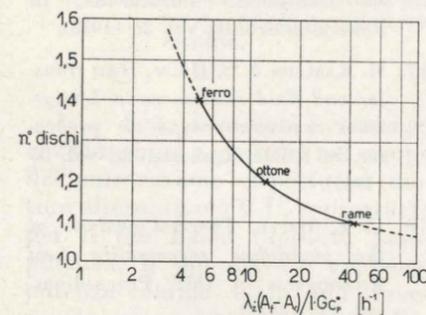


Fig. 9 - Diagramma per la previsione della suddivisione da adottare.

divisione della matrice in un numero di dischi qualunque, ma uguali.

Poiché i risultati sperimentali hanno mostrato che, almeno per le matrici in prova, una suddivisione in due dischi uguali è già eccessiva, si è esteso il calcolo al caso della suddivisione in dischi disuguali, in modo da poter passare con continuità dalla conducibilità assiale infinita a quella corrispondente ad una suddivisione in due dischi uguali.

Si riportano qui sotto le relazioni finali ottenute con procedimento analogo a quello descritto nel rif. citato.

Indicando con  $A_r$  e  $A_r'$  le lunghezze ridotte (parte fredda e parte calda) della matrice intera, e con  $A_1$  e  $A_1'$ ;  $A_2$  e  $A_2'$  le lunghezze ridotte dei due dischi (disuguali) in cui si immagina divisa la matrice stessa, l'efficienza può essere scritta come segue:

$$(28) \quad \eta = \left( \frac{A_r}{\tau_r} \right)_M \cdot \frac{(T_{1c}^* - T_{1f}^*) A_1 / A_r + (T_{2c}^* - T_{2f}^*) A_2 / A_r}{T_3 - T_1}$$

Le temperature  $T_{1c}^*$  e  $T_{1f}^*$  di fine riscaldamento e di fine raffreddamento del primo disco, e le analoghe del secondo possono essere calcolate risolvendo il sistema lineare seguente (di 4 equazioni nelle 4 incognite suddette):

$$(29) \quad \begin{cases} T_{1c}^* - F_{11} T_{1f}^* = (1 - F_{11}) T_3 \\ T_{2c}^* - F_{12} T_{2f}^* - F_{21} T_{1f}^* = (1 - F_{12} - F_{21}) T_3 \\ T_{1f}^* - F'_{11} T_{1c}^* - F'_{22} T_{2c}^* = (1 - F'_{11} - F'_{22}) T_1 \\ T_{2f}^* - F'_{12} T_{2c}^* = (1 - F'_{12}) T_1 \end{cases}$$

nel quale le  $F_{11}$ ,  $F_{12}$ , ecc. hanno le espressioni seguenti:

$$(30) \quad \begin{cases} F_{11} = \exp \left\{ - \frac{\tau_r}{A_1} [1 - \exp(-A_1)] \right\} \\ F_{12} = \exp \left\{ - \frac{\tau_r}{A_2} [1 - \exp(-A_2)] \right\} \\ F_{21} = \frac{\tau_r}{A_2} [1 - \exp(-A_2)] [1 - \exp(-A_1)] F_{11} \end{cases}$$

## Sulla ripresa dei turbomotori a gas per autotrazione

ANDREA DADONE espone un metodo per la determinazione delle curve della ripresa conseguente a piccole variazioni della portata di combustibile per un turbomotore a gas per autotrazione ed individua i principali parametri che ne caratterizzano l'andamento.

## ELENCO DEI SIMBOLI:

$c_{p_{i+1}}$	Valore medio del calore specifico a pressione costante tra le temperature $\theta_i$ e $\theta_{i+1}$
$n_c, n_m$	Velocità di rotazione dell'albero del generatore di gas e della turbina motrice.
$p$	Pressione.
$s$	Variabile complessa.
$C_c$	Coppia libera sull'albero del generatore di gas, cioè differenza tra la coppia erogata dalla relativa turbina e quella richiesta dal compressore.
$C_m$	Coppia libera sull'albero della turbina motrice, cioè differenza tra la coppia erogata da tale turbina e quella richiesta dall'utilizzatore.
$G, G_a, G_b$	Portata ponderale di gas combusto, aria, combustibile.
$I_c$	Momento d'inerzia dell'albero del generatore di gas e dei rotori calettati su tale albero.
$I_m$	Momento d'inerzia dell'albero e del rotore della turbina motrice sommato a quello del veicolo ridotto a tale albero.
$L_c$	Lavoro di compressione ad unità di peso di aria aspirata.
$L'_i, L''_i$	Lavoro di espansione ad unità di peso di gas combusto, nella turbina del generatore di gas e nella turbina motrice.
$L [y(t)]$	Trasformata secondo Laplace della funzione $y(t)$ .
$P_u$	Rapporto tra potenza utile in condizioni generiche ed in condizioni di progetto.
$R, R'$	Costante di elasticità dell'aria e dei gas combusto.
$\alpha$	Rapporto ponderale aria/combustibile.
$\beta$	Rapporto di compressione.
$\varepsilon_{i+1}$	Rapporto tra il valore medio del calore specifico a pressione costante tra le temperature $\theta_i$ e $\theta_{i+1}$ e la costante di elasticità dei gas combusto o dell'aria.
$\eta_b$	Rendimento della combustione.
$\eta_c, \eta'_i, \eta''_i$	Rendimento del compressore, della turbina del generatore di gas, della turbina motrice.

$\eta_m', \eta_m''$	Rendimento meccanico dell'albero del generatore di gas e dell'albero della turbina motrice.
$\eta_{nb}$	Rendimento pneumatico del combustore.
$\theta$	Temperatura assoluta.
$v_c, v_m$	Rapporto tra la velocità di rotazione in condizioni generiche ed in condizioni di progetto dell'albero del generatore di gas e dell'albero della turbina motrice.
1 (t)	Funzione a scalino unitaria nel punto $t=0$ .

## INDICI:

is	Trasformazione isoentropica.
p	Condizioni di progetto.
1	Condizioni ambiente.
2	Ingresso nel combustore.
3	Ingresso nella turbina del generatore di gas.
4	Ingresso nella turbina motrice.
5	Scarico dalla turbina motrice nell'ambiente.
$\infty$	Valore della grandezza per $t=\infty$ , quindi a transitorio esaurito.

1 — Sono ben noti i vantaggi che la turbina a gas offre nel campo dell'autotrazione rispetto al motore alternativo a C.I., soprattutto per il più basso rapporto peso-potenza, il più elevato rapporto potenza-volume e la più favorevole caratteristica di coppia. Per contro la turbina a gas presenta, come svantaggi, un più elevato consumo specifico ed una mediocre attitudine alla ripresa ed al frenamento.

Nella presente nota si espone un metodo semplificato per individuare quali parametri influiscano prevalentemente sul tempo di ripresa di una turbina a gas per autotrazione che adotti uno schema a due alberi, del tipo cosiddetto a generatore di gas e turbina motrice, senza scambiatori di calore e con regolazione fatta agendo unicamente sulla pompa del combustibile (fig. 1). Le ragioni della scelta di tale schema sono connesse

con le migliori prestazioni che esso è in grado di offrire rispetto all'analogo schema con un solo albero [1; 2] (1), con la semplicità che esso presenta rispetto a schemi più complessi, nonché col maggior uso che ne fa attualmente l'industria automobilistica, al più nella versione modificata con scambiatore di calore [3; 4].

Per poter esprimere in formule atte ad una valutazione numerica i fenomeni susseguenti ad una variazione della mandata di combustibile, si è ritenuto opportuno riferirsi al caso delle piccole perturbazioni, quindi a piccole variazioni della mandata stessa, così da poter ricorrere ad una linearizzazione delle equazioni che interessano, trascurando peraltro eventuali fenomeni di pompaggio del compressore. Ci si riserva di esaminare in seguito i fenomeni conseguenti a grandi variazioni della mandata di combustibile.

Come curva di utilizzazione dell'autoveicolo si è supposto che la potenza richiesta vari secondo il cubo della velocità dell'autoveicolo stesso e quindi, in assenza di cambio o quanto meno nell'ipotesi di non cambiare il rapporto di trasmissione utilizzato, una potenza che vari secondo il cubo della velocità di rotazione dell'albero della turbina motrice. Sono noti i limiti entro i quali tale ipotesi risulta valida; in breve quando si possa ritenere che la resistenza aerodinamica e la resistenza alla deformazione opposta dai pneumatici varino con il quadrato della velocità di avanzamento; ipotesi, questa, ben verificata per la resistenza aerodinamica, meno bene per la resistenza alla deformazione, che pare invece variare linearmente o con un esponente appena superiore ad uno. Si è comunque fatta tale assunzione come condizione di riferimento e di confronto.

(1) I numeri tra parentesi quadre si riferiscono alla bibliografia.

in cui

$$(30) \left\{ \begin{aligned} F'_{11} &= \exp \left\{ -\frac{\tau_r}{A_1} [1 - \exp(-A_1)] \right\} \\ F'_{12} &= \exp \left\{ -\frac{\tau_r}{A_2} [1 - \exp(-A_2)] \right\} \\ F'_{21} &= \frac{\tau_r}{A_1} [1 - \exp(-A_1)] [1 - \exp(-A_2)] F'_{12} \end{aligned} \right.$$

$$(34) \left\{ \begin{aligned} F_1 &= \exp \left\{ -\frac{\tau_r}{A_1} [1 - \exp(-A_1)] \right\} \\ F_2 &= \frac{\tau_r}{A_1} [1 - \exp(-A_1)]^2 \cdot F_1 \end{aligned} \right.$$

Matteo Andriano

Aiuto alla Cattedra di Macchine Politecnico di Torino

## BIBLIOGRAFIA

- [1] A. CAPETTI, *Motori termici*, UTET, Torino 1964.
- [2] W. NUSSELT, *Die Theorie des Winderhitzers*, in ZVDI, vol. 71 (1927).
- [3] W. NUSSELT, *Der Beharrungszustand im Winterhitzer*, in ZVDI, vol. 72 (1928).
- [4] H. HAUSEN, *Ueber die Theorie des Wärmeaustausches in Regeneratoren*, in ZAMM, vol. 9 (1929).
- [5] H. HAUSEN, *Näherungsverfahren zur Berechnung des Wärmeaustausches in Regeneratoren*, in ZAMM, vol. 11 (1931).
- [6] G. BOESTAD, *Die Wärmeübertragung im Ljungström Luftwärmer*, in Feuerungstechnik, vol. 26 (1938).
- [7] H. KARLSON & S. HOLM, *Heat transfer and fluid resistances in Ljungström regenerative-type air preheater*, in ASME Transactions, vol. 65 (1943).
- [8] C. E. ILIFFE, *Thermal analysis of the contraflow regenerative heat exchangers*, in IME Proceedings, vol. 159 (1948).
- [9] C. CASCI, *Sulla distribuzione delle temperature in regime permanente di un anello rotante in ambienti a temperatura diversa*, in Rendiconti Acc. Naz. Lincei - Classe Scienze Fisiche, Matematiche e Naturali, serie 8, vol. 7, fasc. 6 (1949).
- [10] C. CASCI, *Sulla distribuzione delle temperature di un anello rotante in ambienti a temperatura diversa*, in Rendiconti Acc. Naz. Lincei - Classe Scienze Fisiche, Matematiche e Naturali, serie 8, vol. 7, fasc. 6 (1949).
- [11] C. CASCI, *Sulla distribuzione delle temperature di un anello in regime permanente e posto in condotti*
- [12] O. SAUNDERS & S. SMOLENIEC, *Heat transfer in regenerators*, in IME-ASME General Discussion on Heat Transfer, London 1951, Sec. 5.
- [13] J. COPPAGE & A. LONDON, *The periodic flow regenerator. Summary of design theory*, in ASME Transactions, vol. 75 (1953).
- [14] F. FILIPPI, *La similitudine termica negli scambiatori di calore rotanti*, in Atti dell'Accademia delle Scienze di Torino, vol. 90 (1955-56).
- [15] F. FILIPPI, *Configurazione ottima di uno scambiatore di calore rotante di data efficacia di rigenerazione*, in Atti dell'Accademia delle Scienze di Torino, vol. 90 (1955-56).
- [16] M. PANETTI, *L'elevato grado di porosità nelle matrici dei rigeneratori di calore giustifica una loro teoria approssimata suscettibile di soluzione che qui si espone*, in Atti dell'Accademia delle Scienze di Torino, vol. 91 (1956-57).
- [17] U. OPRECHT, *Regeneratoren für Kleingasturbinen* (Zürich, Verlag Leemann, 1957).
- [18] T. LAMBERTSON, *Performance factors of a periodic flow heat exchanger*, in ASME Transactions, vol. 80 (1958).
- [19] W. F. SHALKWIJW, *A simplified regenerator theory*, in ASME Transactions, serie A, April 1959.
- [20] J. E. JOHNSON, *Regenerator heat exchangers of gas turbines*, in ARC Technical Report N. 2630.
- [21] W. KAYS & A. LONDON, *Compact heat exchangers* (New York, McGraw-Hill, 1958).
- [22] M. ANDRIANO, *Sulla teoria degli scambiatori di calore rotanti*, in Atti dell'Acc. delle Scienze di Torino, vol. 94 (1959-60).
- [23] M. ANDRIANO, *Un metodo approssimato di calcolo, dell'efficienza di uno scambiatore di calore rotante*, in Atti dell'Acc. delle Scienze di Torino, vol. 94 (1959-60).
- [24] M. ANDRIANO, *Scambiatori di calore periodici - Metodi di calcolo e verifiche sperimentali*, «La Ricerca Scientifica», Rendiconti A, vol. 6, n. 3 (1964).

Naturalmente è possibile ricavare dalla (29) le espressioni delle quattro incognite e sostituirle nella (28); l'espressione che ne risulta è la seguente:

$$(31) \eta = \left( \frac{A_r}{\tau_r} \right)_M \cdot \frac{N_1 \cdot A_1/A_r + N_2 \cdot A_2/A_r}{D}$$

nella quale

$$(32) \left\{ \begin{aligned} N_1 &= (F_{11} - 1) [(F'_{11} - 1) (1 - F_{12} F'_{12}) + F_{22} (1 - F_{12})] \\ N_2 &= (1 - F'_{12}) [(1 - F_{11} \cdot F'_{11}) (1 - F_{12} - F_{21}) + F'_{11} \cdot F_{21} (1 - F_{11})] \\ D &= (1 - F_{11} F'_{11}) (1 - F_{12} F'_{12}) - F_{21} F'_{22} \end{aligned} \right.$$

Quando lo scambiatore è simmetrico basta porre nelle formule precedenti  $A_1 = A_1'$ ;  $A_2 = A_2'$ .

Quando inoltre i due dischi diventano uguali le formule si semplificano ulteriormente poiché è anche  $A_1 = A_2$ ; in questo caso la espressione dell'efficienza, già ricavata nella nota citata, risulta relativamente semplice, e viene qui riportata per comodità:

$$(33) \eta = \frac{A_r}{\tau_r} \frac{2(1 - F_1)^2}{1 + F_2 - F_1^2}$$

Si definiscono, inoltre, come condizioni di progetto quelle di massima velocità di rotazione dei due alberi e quindi di massima potenza dell'impianto.

Nella presente nota si studia, pertanto, l'influenza che esercitano sulle piccole perturbazioni il rapporto di compressione in condizioni di progetto, la velocità di rotazione della turbina motrice rispetto al valore in condizioni di progetto e quindi la potenza utile rispetto al valore in tali condizioni, i momenti d'inerzia dei rotori delle due turbine e del compressore nonché del veicolo, naturalmente ridotto all'albero della turbina motrice, la velocità di rotazione dei due alberi in condizioni di progetto.

È intuitivo che momenti d'inerzia minori debbano dar luogo a tempi di ripresa minori. È parimenti intuitivo che un momento d'inerzia dei rotori della turbina e del

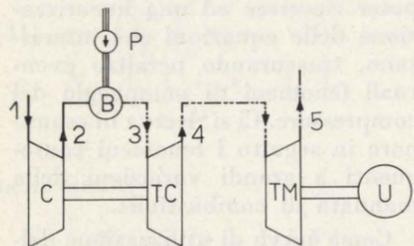


Fig. 1 - Schema di turbomotore a gas a due alberi (C: compressore; B: combustore; P: pompa del combustibile; TC: turbina di comando del compressore; TM: turbina motrice; U: utilizzatore).

compressore, appartenenti al generatore di gas, trascurabile in confronto al momento d'inerzia del rotore della turbina motrice e del veicolo dia luogo a leggi e tempi di ripresa dell'albero motore non influenzati da variazioni della velocità di rotazione in condizioni di progetto dell'albero del generatore di gas e da variazioni del momento d'inerzia dei corpi su esso calettati, poichè, ragionando al limite, si può pensare che il compressore non presenti ritardi nel fornire l'aumentato rapporto di compressione; se trascurabile, invece, è il momento d'inerzia della turbina motrice e del veicolo, il parametro non influente sarà quest'ultimo insieme alla velocità di rotazione dell'albero motore in condizioni di progetto, poichè, ora,

si può pensare che il motore non presenti ritardi nell'adeguarsi alle mutate condizioni e che la sua ripresa sia solo legata al lento accrescersi del rapporto di compressione; in condizioni intermedie tutti i parametri citati influiranno sulla ripresa dell'albero motore.

L'influenza del rapporto di compressione in condizioni di progetto e della potenza utile rispetto al valore in tali condizioni e quindi del punto di funzionamento al di fuori delle stesse è, invece, meno chiara ed intuitiva e solo i calcoli diranno quale essa sia.

Per analizzare l'influenza del rapporto di compressione in condizioni di progetto e del punto di funzionamento si è reso necessario tracciare la linea statica di funzionamento del compressore al di fuori delle condizioni di progetto; poichè risulterà in seguito che il tipo di caratteristica del compressore e di linea statica esercitano la loro influenza, anche se abbastanza piccola, sulla ripresa, non si è ritenuto corretto assumere una caratteristica normalizzata per il compressore, bensì scegliere per i due rapporti di compressione di progetto cui si estende l'analisi due diverse caratteristiche sperimentali. A titolo di confronto, a tale analisi ne è stata affiancata un'altra, svolta sulla base di un diagramma normalizzato ma condotta solo sino al punto necessario per mostrare come la forma della caratteristica del compressore eserciti la sua influenza sui tempi di ripresa dell'albero del compressore stesso e quindi anche, in generale, della turbina motrice.

Quando al resto ci si rifà alle usuali ipotesi di calcolo termodinamico [1].

2 — Allorchè una variazione della portata di combustibile causa un transitorio della turbomacchina, devono risultare soddisfatte le equazioni di equilibrio dinamico dei due alberi (vedasi elenco dei simboli):

$$(1) \quad I_c \frac{dn_c}{dt} = C_c$$

$$(2) \quad I_m \frac{dn_m}{dt} = C_m$$

Si dimostrerà in seguito che  $C_c$  è funzione solo di  $n_c$  e di  $G_b$ ,

mentre  $C_m$  è funzione sia di  $n_c$  e  $G_b$  che di  $n_m$ ; nell'ipotesi di piccole perturbazioni risulta lecito sviluppare  $C_c$  e  $C_m$  in serie di Taylor, fermando lo sviluppo ai termini di primo grado:

$$(3) \quad C_c = C_{c0} + \left( \frac{\partial C_c}{\partial n_c} \right)_0 \Delta n_c + \left( \frac{\partial C_c}{\partial G_b} \right)_0 \Delta G_b$$

$$(4) \quad C_m = C_{m0} + \left( \frac{\partial C_m}{\partial n_c} \right)_0 \Delta n_c + \left( \frac{\partial C_m}{\partial n_m} \right)_0 \Delta n_m + \left( \frac{\partial C_m}{\partial G_b} \right)_0 \Delta G_b$$

dove l'indice 0 sta ad indicare l'istante iniziale in cui si intendono calcolate le derivate e valutati  $C_{c0}$  e  $C_{m0}$ , ma in tale istante la variazione di portata di combustibile non si è ancora prodotta, pertanto le coppie libere sui due alberi sono nulle.

Uguagliando le (3), (4), rispettivamente alle (1), (2) ed eliminando gli indici 0 ma sottintendendo che le derivate vadano calcolate nell'istante iniziale si ottiene:

$$(5) \quad \frac{\partial C_c}{\partial n_c} \Delta n_c + \frac{\partial C_c}{\partial G_b} \Delta G_b = I_c \frac{dn_c}{dt} = I_c \frac{d}{dt} [\Delta n_c]$$

$$(6) \quad \frac{\partial C_m}{\partial n_c} \Delta n_c + \frac{\partial C_m}{\partial n_m} \Delta n_m + \frac{\partial C_m}{\partial G_b} \Delta G_b = I_m \frac{dn_m}{dt} = I_m \frac{d}{dt} [\Delta n_m]$$

Trasformando secondo Laplace le (5), (6) e tenendo presente che  $\Delta n_m$  e  $\Delta n_c$  nell'istante iniziale sono nulle, ne deriva:

$$(7) \quad \frac{\partial C_c}{\partial n_c} L[\Delta n_c] + \frac{\partial C_c}{\partial G_b} L[\Delta G_b] = I_c s L[\Delta n_c]$$

$$(8) \quad \frac{\partial C_m}{\partial n_c} L[\Delta n_c] + \frac{\partial C_m}{\partial n_m} L[\Delta n_m] + \frac{\partial C_m}{\partial G_b} L[\Delta G_b] = I_m s L[\Delta n_m]$$

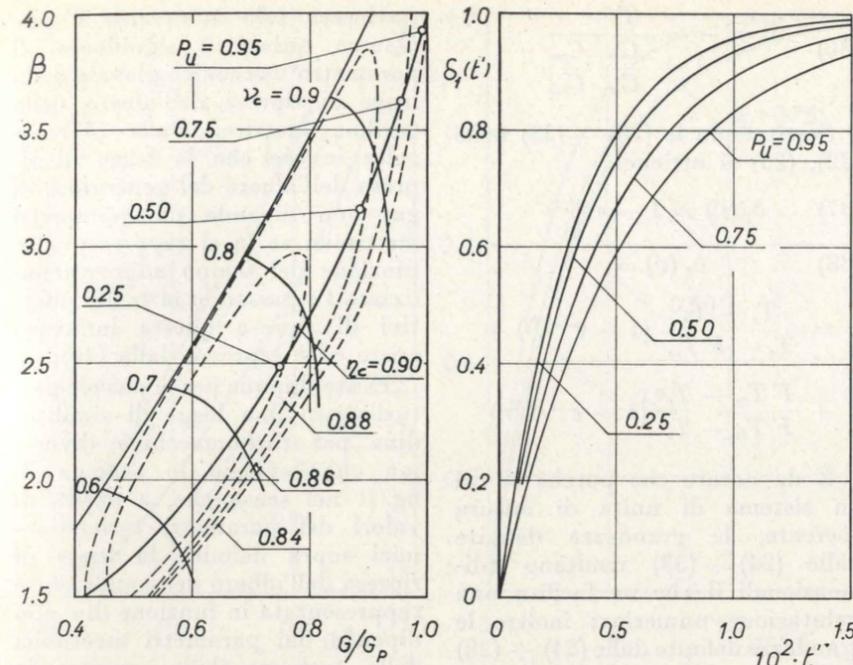


Fig. 2 - Caratteristica sperimentale del compressore e curve di ripresa del relativo albero per  $\beta_p = 4$ .

Dalla (7), ponendo:

$$(9) \quad a_c = - \frac{\frac{\partial C_c}{\partial G_b}}{\frac{\partial C_c}{\partial n_c}}$$

$$(10) \quad \tau_c = - \frac{I_c}{\frac{\partial C_c}{\partial n_c}}$$

si ottiene:

$$(11) \quad \frac{L[\Delta n_c]}{L[\Delta G_b]} = \frac{a_c}{1 + s \cdot \tau_c}$$

Sostituendo la (11) nella (8) e ponendo:

$$(12) \quad a_m = - \frac{\frac{\partial C_m}{\partial n_c} a_c + \frac{\partial C_m}{\partial G_b}}{\frac{\partial C_m}{\partial n_m}}$$

$$(13) \quad \tau_m = - \frac{I_m}{\frac{\partial C_m}{\partial n_m}}$$

$$(14) \quad \tau_o = \frac{\tau_c}{1 + a_c \frac{\frac{\partial C_m}{\partial n_c}}{\frac{\partial C_m}{\partial G_b}}}$$

si ricava:

$$(15) \quad \frac{L[\Delta n_m]}{L[\Delta G_b]} = \frac{1 + s \cdot \tau_o}{(1 + s \cdot \tau_c)(1 + s \cdot \tau_m)}$$

Le (11) e (15) legano le  $L$ -trasformate di  $\Delta n_c$  e  $\Delta n_m$  alla  $L$ -trasformata di  $\Delta G_b$ ; per determinare la legge di variazione nel tempo di  $\Delta n_c$  e  $\Delta n_m$  bisogna fissare una legge di variazione di  $\Delta G_b$ ; si assume che  $\Delta G_b$  vari secondo uno scalino (ipotesi verosimile trattandosi di piccole perturbazioni), cioè con la legge:

$$(16) \quad \Delta G_b = \Delta G_{b\infty} \cdot 1(t)$$

la cui trasformata secondo Laplace è:

$$(17) \quad L[\Delta G_b] = \frac{\Delta G_{b\infty}}{s}$$

Sostituendo la (17) nelle (11) e (15), quindi antitrasformando secondo Laplace si ottiene:

$$(18) \quad \frac{\Delta n_c}{\Delta G_{b\infty}} = a_c [1 - e^{-t/\tau_c}]$$

$$(19) \quad \frac{\Delta n_m}{\Delta G_{b\infty}} =$$

$$= a_m \left[ 1 + \frac{\tau_c - \tau_o}{\tau_m - \tau_c} e^{-t/\tau_c} - \frac{\tau_m - \tau_o}{\tau_m - \tau_c} e^{-t/\tau_m} \right]$$

Le (18), (19) esprimono la legge di variazione nel tempo di  $\Delta n_c$  e  $\Delta n_m$  quando per  $\Delta G_b$  si assuma la legge (16). Quanto al significato dei parametri che appaiono nelle (18), (19), passando al limite per  $t$  tendente ad infinito, si osserva che le quantità tra parentesi quadrate tendono ad uno, pertanto si ha:

$$(20) \quad a_c = \frac{\Delta n_{c\infty}}{\Delta G_{b\infty}}$$

$$(21) \quad a_m = \frac{\Delta n_{m\infty}}{\Delta G_{b\infty}}$$

$\tau_c$  risulta essere la costante di tempo della legge di ripresa dell'albero del compressore, mentre  $\tau_m$  assume il significato di costante di tempo della legge di ripresa dell'albero motore quando il momento d'inerzia dei rotori calettati sull'albero del generatore di gas sia nullo, infatti dalle (10) e (13), non annullandosi contemporaneamente ad  $I_c$  il denominatore perchè non dipende da tale grandezza e non è sempre nullo, risulta che  $\tau_c$  e  $\tau_o$  si annullano con  $I_c$ , quindi dalla (19) risulta quanto sopra. Il significato di  $\tau_o$  non è per ora immediato e sarà messo in luce in seguito.

Sostituendo le (20), (21) rispettivamente nelle (18), (19) si ottengono le equazioni che governano la ripresa dell'albero del compressore e dell'albero della turbina motrice in forma più espressiva:

$$(22) \quad \frac{\Delta n_c}{\Delta n_{c\infty}} = 1 - e^{-t/\tau_c}$$

$$(23) \quad \frac{\Delta n_m}{\Delta n_{m\infty}} = 1 +$$

$$+ \frac{\tau_c - \tau_o}{\tau_m - \tau_c} e^{-t/\tau_c} - \frac{\tau_m - \tau_o}{\tau_m - \tau_c} e^{-t/\tau_m}$$

Si osservi che mentre la legge di ripresa del compressore risulta essere un ritardo del primo ordine, quella della turbina motrice è un ritardo del secondo ordine. Tali ritardi saranno in seguito indicati rispettivamente coi simboli  $\delta_1(t)$ ,  $\delta_2(t)$ .

Le grandezze definite dalle (9), (10), (12), (13), (14) risultano dipendere esplicitamente dai momenti d'inerzia ed implicitamente, attraverso le derivate che ivi compaiono, dai valori della portata, dei rendimenti meccanici, delle velocità di rotazione e dei parametri termodinamici propri del ciclo secondo cui la turbomacchina funziona; inoltre le formule suddette risultano dimensionate, il che può dar fastidio ai fini di una valutazione numerica di tali grandezze. Per ovviare a tali inconvenienti si pone:

$$(24) \quad C_{cc} = -\frac{1}{\eta_m'} \frac{1}{G_p} n_{cp}^2 \frac{1}{L_{tp}''} \frac{\partial C_c}{\partial n_c}$$

$$(25) \quad C_{cb} = \frac{1}{1+\alpha} \frac{1}{\eta_m'} \frac{n_{cp}}{L_{tp}''} \frac{\partial C_c}{\partial G_b}$$

$$(26) \quad C_{mc} = \frac{1}{\eta_m''} \frac{1}{G_p} n_{cp} n_{mp} \frac{1}{L_{tp}''} \frac{\partial C_m}{\partial n_c}$$

$$(27) \quad C_{mm} = -\frac{1}{\eta_m''} \frac{1}{G_p} n_{mp}^2 \frac{1}{L_{tp}''} \frac{\partial C_m}{\partial n_m}$$

$$(28) \quad C_{mb} = \frac{n_{mp}}{\eta_m''} \frac{1}{1+\alpha} \frac{1}{L_{tp}''} \frac{\partial C_m}{\partial G_b}$$

$$(29) \quad F = \frac{I_m}{I_c} \left( \frac{n_{mp}}{n_{cp}} \right)^2 \frac{\eta_m'}{\eta_m''}$$

$$(30) \quad t' = \frac{\eta_m' G_{bp} L_{tp}''}{I_c \cdot n_{cp}^2} t$$

$$(31) \quad T_c = \frac{\eta_m' G_{bp} L_{tp}''}{I_c \cdot n_{cp}^2} \tau_c$$

$$(32) \quad T_m = \frac{\eta_m'' G_{bp} L_{tp}''}{I_m \cdot n_{mp}^2} \tau_m$$

$$(33) \quad T_o = \frac{\eta_m' G_{bp} L_{tp}''}{I_c \cdot n_{cp}^2} \tau_o$$

Sostituendo le (24) ÷ (28) nelle (31) ÷ (33) e tenendo presente le (10), (13), (14), si ottiene:

$$(34) \quad T_c = \frac{1}{(1+\alpha) C_{cc}}$$

$$(35) \quad T_m = \frac{1}{(1+\alpha) C_{mm}}$$

$$(36) \quad T_o = \frac{T_c}{1 + \frac{C_{cb}}{C_{cc}} \frac{C_{mc}}{C_{mb}}}$$

Sostituendo le (29) ÷ (33) nelle (22), (23) si ottiene:

$$(37) \quad \delta_1(t') = 1 - e^{-t'/T_c}$$

$$(38) \quad \delta_2(t') = \frac{T_c - T_o}{T_c - F T_m} (1 - e^{-t'/T_c}) + \frac{F T_m - T_o}{F T_m - T_c} (1 - e^{-t'/F T_m})$$

È da notare che purchè si usi un sistema di unità di misura coerente, le grandezze definite dalle (24) ÷ (33) risultano adimensionali il che ne facilita una valutazione numerica; inoltre le grandezze definite dalle (24) ÷ (28) e di conseguenza quelle definite dalle (31) ÷ (33), elaborate nelle forme (34) ÷ (36), risulteranno in seguito dipendere solo dai parametri del ciclo termodinamico di funzionamento della turbomacchina, cioè da  $\theta$ ,  $p$ ,  $L_t$ ,  $L_c$ ,  $v_c$ ,  $v_m$ ,  $G/G_p$ ,  $c_p$ ,  $R'$ ,  $\alpha$ .

Osservando la (38) ne deriva che l'influenza dei parametri meccanici, cioè momenti d'inerzia, velocità di rotazione in condizioni di progetto, rendimenti meccanici, si

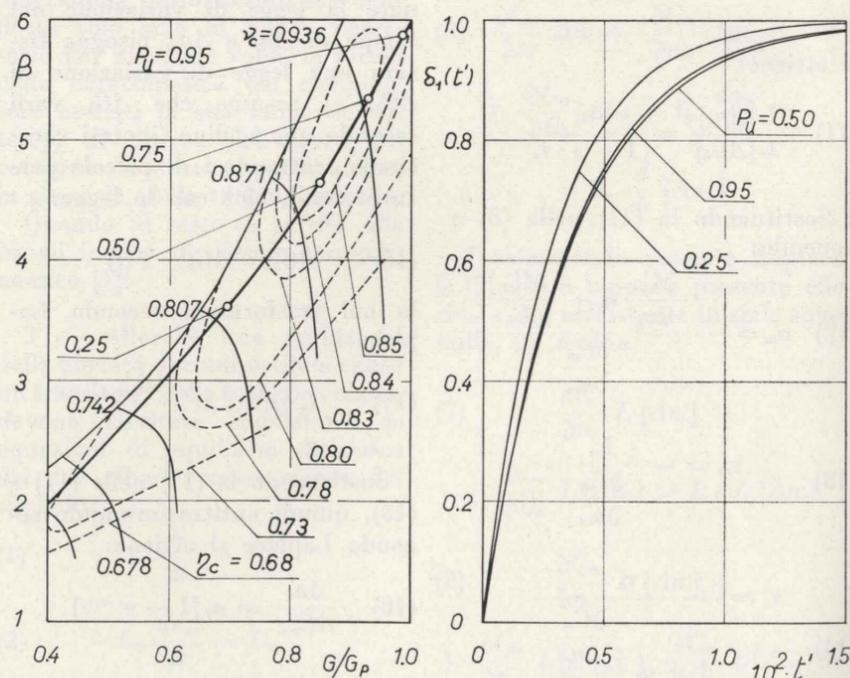


Fig. 3 - Caratteristica sperimentale del compressore e curve di ripresa del relativo albero per  $\beta_p = 6$ .

estrinseca solo attraverso  $F$  che assume quindi il significato di parametro meccanico globale della legge di ripresa dell'albero della turbina motrice. Dalla (37) risulta invece che la legge di ripresa dell'albero del generatore di gas non dipende dai parametri meccanici se la si rappresenta in funzione del tempo adimensionalizzato  $t'$ ; passando ai tempi effettivi di ripresa questa influenza esiste ed è espressa dalla (30).

Esiste dunque per le piccole perturbazioni una legge di similitudine per turbomacchine diverse ma che seguano lo schema di fig. 1 nel senso che, a parità di valori dei parametri termodinamici sopra definiti, la legge di ripresa dell'albero del compressore rappresentata in funzione di  $t'$  non dipende dai parametri meccanici della turbomacchina, mentre la legge di ripresa dell'albero della turbina motrice, sempre in funzione di  $t'$ , è indipendente da tali parametri purchè non varii  $F$  da turbomacchina a turbomacchina.

3 - Le grandezze definite dalle (24) ÷ (28) dipendono dalle derivate di  $C_c$  e  $C_m$  rispetto ad  $n_c$ ,  $n_m$ ,  $G_b$ , calcolate nel punto iniziale; si tratta ora di esprimere  $C_c$  e  $C_m$ , di calcolare tali derivate

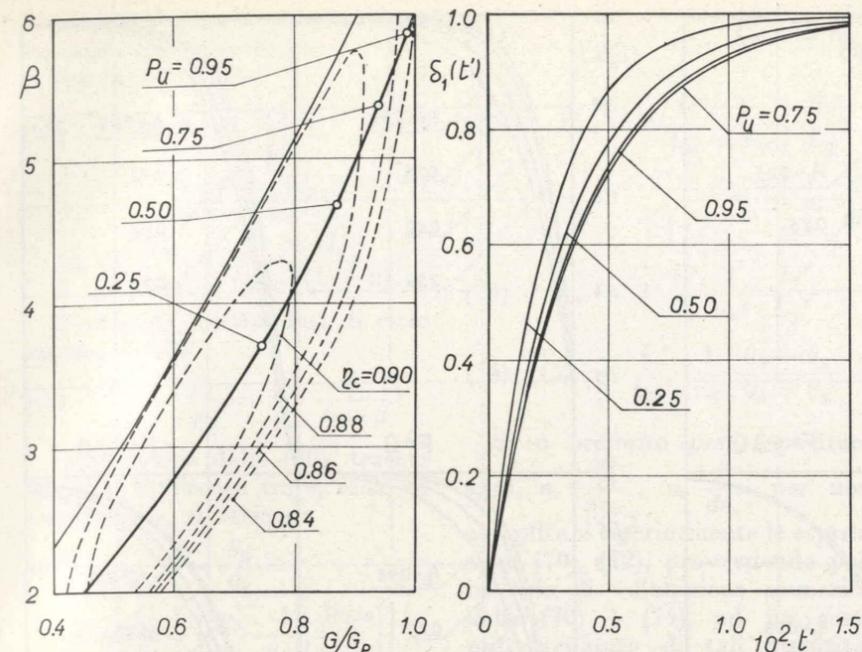


Fig. 4 - Caratteristica normalizzata del compressore e curve di ripresa del relativo albero per  $\beta_p = 6$ .

e di mettere in relazione tali grandezze con i parametri del ciclo termodinamico di funzionamento della turbomacchina.

Per la sua stessa definizione l'espressione di  $C_c$  è la seguente:

$$(39) \quad C_c = \frac{G \cdot c_{p3.4} \cdot \theta_3 \left(1 - \frac{\theta_4}{\theta_3}\right) \eta_m' - G_a \cdot L_c}{n_c}$$

Si tratta, ora, di esplicitare tutte le grandezze che compaiono nella (39) in funzione di  $n_c$ ,  $G_b$  per poterla derivare rispetto a tali variabili.

Il calore specifico a pressione costante  $c_p$  è funzione solo della temperatura se si tratta di aria, anche di  $\alpha$  se si tratta di gas combust, variando con la dosatura le caratteristiche di questi ultimi. La costante di elasticità  $R'$  dei gas combust varia con  $\alpha$  per le stesse ragioni, mentre  $R$  non ne dipende [1].

La portata che attraversa i distributori delle due turbine, nell'ipotesi di ruote ad azione e supponendo che i distributori si comportino come ugelli sempre adattati anche al di fuori delle condizioni di progetto, è espressa da [1]:

$$(40) \quad G = k_i' \beta \frac{f\left(\frac{P_3}{P_4}\right)}{\sqrt{\theta_3}}$$

$$(41) \quad G = k_i'' \beta \frac{P_4}{P_3} \frac{f\left(\frac{P_4}{P_5}\right)}{\sqrt{\theta_4}}$$

dove la portata data dalle (40), (41) è la stessa per la condizione di continuità, mentre  $k_i'$  e  $k_i''$  dipendono dalle condizioni di progetto.

Se il rapporto di espansione nella turbina è superiore al valore critico, le  $f(p_3/p_4)$  ed  $f(p_4/p_5)$  sono costanti; se, invece, il rapporto di espansione è inferiore al valore critico le  $f(p_3/p_4)$  ed  $f(p_4/p_5)$  assumono le note espressioni [1] che, con semplici passaggi, si possono scrivere nella forma:

$$(42) \quad f\left(\frac{P_3}{P_4}\right) = \frac{\eta_{\pi b} P_1}{R'} \sqrt{2 c_{p3.4is}} \left[ \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{-2(1-1/\epsilon_{3,4is})} - \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{-2(1-1/\epsilon_{3,4is})} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$(43) \quad f\left(\frac{P_4}{P_5}\right) = \frac{\eta_{\pi b} P_1}{R'} \sqrt{2 c_{p4.5is}} \left[ \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{-2(1-1/\epsilon_{4,5is})} - \left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{-2(1-1/\epsilon_{4,5is})} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Dalle (42), (43) risulta che  $f(p_3/p_4)$  ed  $f(p_4/p_5)$ , oltre ad essere funzioni rispettivamente di  $p_3/p_4$  e  $p_4/p_5$ , dipendono dalla temperatura e dalla dosatura poichè a queste sono legati  $c_p$  ed  $\epsilon$ , mentre

solo da  $\alpha$  dipende  $R'$ . Per semplicità si è fatto ricorso ad opportuni valori medi di tali grandezze usufruendo della tabulazione [5].

Dalle (40), (41) si ottiene:

$$(44) \quad \frac{\theta_4}{\theta_3} = \left(\frac{k_i''}{k_i'}\right)^2 \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^2 \frac{f^2(P_4/P_5)}{f^2(P_3/P_4)}$$

Si ha inoltre:

$$(45) \quad \frac{P_4}{P_5} = \frac{P_4}{P_1} = \eta_{\pi b} \beta \frac{P_4}{P_3}$$

Trascurando poi la differenza tra  $c_p$  reale ed isoentropico si ha:

$$(46) \quad \frac{P_4}{P_3} = \left[1 - \frac{1}{\eta_t'} \left(1 - \frac{\theta_4}{\theta_3}\right)\right]^{\epsilon_{3,4is}}$$

Trascurando l'influenza di  $\alpha$  e  $\theta$  su  $\epsilon_{3,4is}$ , ammettendo  $\eta_{\pi b}$  ed  $\eta_t'$  costanti, associando le (44), (45), (46), risulta che  $\theta_4/\theta_3$  è solo funzione di  $\beta$ ; di conseguenza sono tali anche  $P_4/P_3$  e  $P_4/P_5$ . Si può dunque porre:

$$(47) \quad \frac{\theta_4}{\theta_3} = h(\beta)$$

$$(48) \quad \frac{P_3}{P_4} = g(\beta)$$

Il lavoro di compressione si può esprimere con la (87), da cui si ricava:

$$(49) \quad \beta = \left[1 + \frac{\eta_c L_c}{c_{p1.2is} \cdot \theta_1}\right]^{\epsilon_{1,2is}}$$

ma anche con la:

$$(50) \quad L_c = k_c \psi n_c^2$$

dove  $k_c$  è una costante dipendente solo dalle dimensioni geometriche del compressore, mentre il coefficiente di pressione  $\psi$  può, in generale, variare da caso a caso e da punto a punto di funzionamento del compressore.

Per le (47), (49), (50) risulta che, a meno delle variazioni di  $\psi$ ,  $\eta_c$ ,  $c_p$ ,  $\epsilon$ , si ha:

$$(51) \quad \frac{\theta_4}{\theta_3} = h[\beta(n_c)]$$

La portata di gas combust e di aria è data da:

$$(52) \quad G = (1 + \alpha) \cdot G_b$$

$$(53) \quad G_a = \alpha \cdot G_b$$

mentre  $\theta_3$  è espressa dalla:

$$(54) \quad \theta_3 = \theta_1 + (\theta_2 - \theta_1) + (\theta_3 - \theta_2) = \theta_1 + \frac{L_c}{c_{p1.2}} + \frac{\eta_b H_i}{c_{p2.3} (1 + \alpha)}$$

con le solite ipotesi circa il bilancio

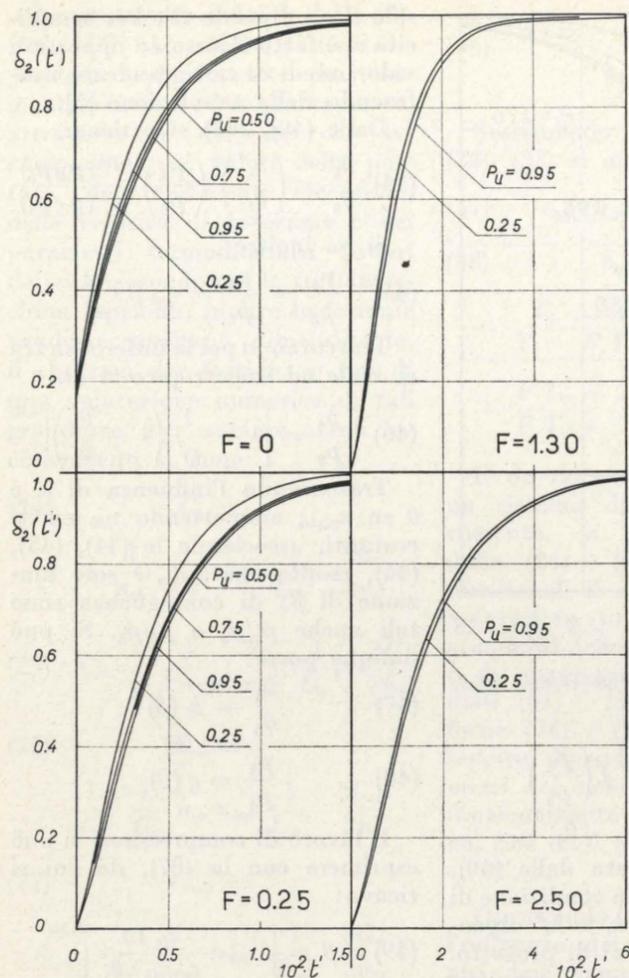


Fig. 5 - Curve di ripresa dell'albero della turbina motrice per  $\beta_p = 6$ .

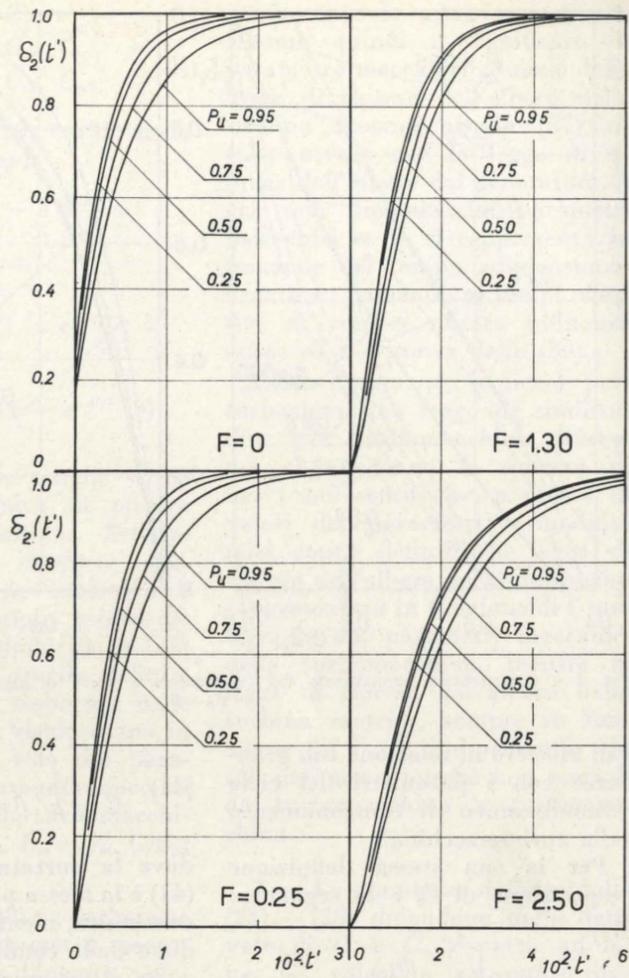


Fig. 6 - Curve di ripresa dell'albero della turbina motrice per  $\beta_p = 4$ .

termico del combustore, espresso dalla (88).

Tramite le (50) ÷ (54) si esprimono tutte le grandezze che compaiono nella (39) in funzione di  $n_c$ ,  $G_b$ ,  $\alpha$ ; poichè anche  $\alpha$  sarà espresso solo in funzione di  $n_c$  e  $G_b$ , risulta dimostrato che  $C_c$  è solo funzione di  $n_c$  e  $G_b$ . Inoltre, a meno della determinazione delle derivate parziali di  $\alpha$  rispetto ad  $n_c$  e  $G_b$ , si è in grado di calcolare le derivate di  $C_c$  rispetto ad  $n_c$  e  $G_b$ .

Dalle (40), (48), (52) si ha:

$$(55) \quad \theta_3 = \frac{k_i^2 \beta^2 f^2 [g(\beta)]}{G_b^2 (1 + \alpha)^2} = \frac{b^2(\beta)}{G_b^2 (1 + \alpha)^2}$$

Sostituendo la (55) nella (54) si ottiene la formula:

$$(56) \quad \frac{\eta_b H_i}{c_{p2.3} (1 + \alpha)} = \frac{b^2(\beta)}{G_b^2 (1 + \alpha)^2} - \frac{L_c}{c_{p1.2}} - \theta_1$$

che, tenendo presenti le (49), (50) dà  $\alpha$  come funzione implicita solamente di  $n_c$  e  $G_b$ .

Note tutte le equazioni che interessano, si può passare alla derivazione nell'ipotesi che i rendimenti, i calori specifici, la costante di elasticità dei gas, il coefficiente di pressione, pur variando da caso a caso, permangano però costanti durante il transitorio susseguente ad una piccola variazione di  $G_b$ . Derivando, con la formula di derivazione per le funzioni implicite,  $\alpha$  rispetto ad  $n_c$  e  $G_b$ , dalla (56), tenendo conto delle (49), (50), si ottiene:

$$(57) \quad \frac{\partial \alpha}{\partial n_c} = \frac{2(1 + \alpha) L_c}{R \theta_1 (\theta_2 + \theta_3) n_c} \left[ 2 \cdot \theta_3 \cdot z(\beta) - \frac{\theta_1}{\varepsilon_{1.2}} \right]$$

$$(58) \quad \frac{\partial \alpha}{\partial G_b} = - \frac{1 + \alpha}{G_b} \frac{2 \cdot \theta_3}{\theta_2 + \theta_3}$$

avendo posto:

$$(59) \quad z(\beta) = \frac{1}{b(\beta)} \cdot \frac{db}{d\beta} \cdot \eta_c \cdot \beta^{1-1/\varepsilon_{1.2}}$$

Derivando la (39) e tenendo presenti le (50) ÷ (54) e le (57), (58), si ottiene con opportuni passaggi:

$$(60) \quad \frac{\partial C_c}{\partial n_c} = - \frac{\eta_m' G}{n_c^2 \cdot R \cdot \theta_1 \cdot (\theta_2 + \theta_3)} \cdot \left[ 4 L_c z(\beta) L_i' (\theta_3 - \theta_2) + 2 R \theta_1 (2 \theta_1 - \theta_2 + \theta_3) L_i' - n_c \frac{dh}{dn_c} c_{p3.4} R \theta_1 \theta_3 (\theta_2 + \theta_3) \right]$$

$$(61) \quad \frac{\partial C_c}{\partial G_b} = \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_3 + \theta_2} \frac{2 \eta_m' G L_i'}{G_b n_c}$$

Per la sua stessa definizione, l'espressione di  $C_m$  risulta essere:

$$(62) \quad C_m = \frac{G c_{p4.5} \cdot \theta_4 \left( 1 - \frac{\theta_5}{\theta_4} \right) \eta_m'' - k_u n_m^3}{n_m}$$

dove il termine  $k_u n_m^3$  tiene conto della ipotesi che l'utilizzatore, cioè

il veicolo, richiede una potenza variabile col cubo di  $n_m$ .

Per la (54) si ha:

$$(63) \quad \theta_4 \left( 1 - \frac{\theta_5}{\theta_4} \right) = \frac{\theta_4}{\theta_3} \left( 1 - \frac{\theta_5}{\theta_4} \right) \cdot \left[ \theta_1 + \frac{L_c}{c_{p1.2}} + \frac{\eta_b H_i}{c_{p2.3} \cdot (1 + \alpha)} \right]$$

D'altronde, trattandosi di ciclo aperto, risulta:

$$(64) \quad \frac{P_5}{P_4} = \frac{P_1}{P_4} = \frac{P_3}{P_4} \frac{1}{\eta_{nb} \cdot \beta}$$

Dalla (64) e dalla (86), trascurando la differenza tra  $c_p$  reale ed isoentropico, si ottiene:

$$(65) \quad 1 - \frac{\theta_5}{\theta_4} = \eta_i'' \left[ 1 - \left( \frac{P_3}{P_4} \frac{1}{\eta_{nb} \beta} \right)^{1/\varepsilon_{4.5}} \right]$$

Dalla (65), trascurando le variazioni di  $\varepsilon$  e  $c_p$ , nonché quelle dei rendimenti e di  $\psi$ , tenendo presenti le (48) ÷ (50), si riscontra come  $\theta_5/\theta_4$  sia solo funzione di  $\beta$  e quindi di  $n_c$ ; per tale ragione e considerando la (51) si può porre:

$$(66) \quad \frac{\theta_4}{\theta_3} \left( 1 - \frac{\theta_5}{\theta_4} \right) = y[\beta(n_c)]$$

Tramite le (50), (52), (63), (66),  $C_m$  risulta espressa in funzione di  $n_c$ ,  $n_m$ ,  $G_b$  e di  $\alpha$  le cui derivate sono già note. Derivando la (62) nelle stesse ipotesi con cui si è derivata la (39) e tenendo presenti le (52), (57), (58), (63), (66) si ottiene:

$$(67) \quad \frac{\partial C_m}{\partial n_c} = \frac{2 G \eta_m''}{n_c n_m R \theta_1 (\theta_2 + \theta_3)} \left\{ L_i'' [2 L_c \theta_2 z(\beta) + R \theta_1 (\theta_2 - \theta_1)] + c_{p4.5} \theta_3 R \theta_1 (\theta_2 + \theta_3) n_c \frac{dy}{dn_c} \right\}$$

$$(68) \quad \frac{\partial C_m}{\partial n_m} = - \frac{3 G L_i'' \eta_m''}{n_m^2}$$

$$(69) \quad \frac{\partial C_m}{\partial G_b} = \eta_m'' \frac{L_i'' G}{n_m G_b} \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_3 + \theta_2}$$

Sostituendo le (60), (61), (67), (68), (69), nelle (24) ÷ (28) si ottiene:

$$(70) \quad C_{cc} = \frac{G}{G_p} \frac{1}{v_c^2} \left\{ 2 \frac{L_i'}{L_{ip}''} \cdot \left[ 2 z(\beta) \frac{L_c}{R \theta_1} \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_3 + \theta_2} + \frac{\theta_3 - \theta_2 + 2 \theta_1}{\theta_3 + \theta_2} \right] - n_c \frac{dh}{dn_c} \frac{c_{p3.4} \cdot \theta_3}{L_{ip}''} \right\}$$

$$(71) \quad C_{cb} = 2 \frac{L_i'}{L_{ip}''} \frac{1}{v_c} \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_3 + \theta_2}$$

$$(72) \quad C_{mc} = 2 \frac{G}{G_p} \frac{1}{v_c v_m} \left\{ \frac{L_i''}{L_{ip}''} \left[ 2 z(\beta) \frac{L_c}{R \theta_1} \frac{\theta_2}{\theta_2 + \theta_3} + \frac{\theta_2 - \theta_1}{\theta_2 + \theta_3} \right] + n_c \frac{dy}{dn_c} \frac{c_{p4.5} \cdot \theta_3}{L_{ip}''} \right\}$$

$$(73) \quad C_{mm} = 3 \frac{G}{G_p} \frac{1}{v_m^2} \frac{L_i''}{L_{ip}''}$$

$$(74) \quad C_{mb} = \frac{L_i''}{L_{ip}''} \frac{1}{v_m} \frac{\theta_3 - \theta_2}{\theta_3 + \theta_2}$$

Si è preferito non esplicitare  $z(\beta)$ ,  $n_c \frac{dh}{dn_c}$ ,  $n_c \frac{dy}{dn_c}$  per non complicare ulteriormente le espressioni (70), (72), provvedendo poi, in sede di valutazione numerica delle (70) ÷ (74), ad un computo separato di tali quantità.

È da notare come  $z(\beta)$ ,  $n_c \frac{dh}{dn_c}$  ed  $n_c \frac{dy}{dn_c}$  siano solo funzioni, ed

in forma adimensionale, dei parametri del ciclo termodinamico della turbomacchina, come è facile dimostrare con riferimento, rispettivamente, alle (42), (48), (55), (59), alle (47), (49), (50) ed alle (49), (50), (66).

Risulta pertanto dimostrato quanto già anticipato, cioè che le grandezze definite dalle (70) ÷ (74) e quindi  $T_c$ ,  $T_m$ ,  $T_o$ , sono solo funzioni dei parametri caratteristici del ciclo termodinamico e non dei parametri meccanici, la cui influenza si esplica quindi solo tramite  $F$ .

4 — Se fossero noti  $T_o$ ,  $T_c$ ,  $T_m$  o comunque assumendoli opportunamente, tramite la (38) si potrebbe già analizzare l'influenza di  $F$  sulla legge e sui tempi adimensionalizzati di ripresa dell'albero della turbina motrice.

Per analizzare l'influenza di  $\beta_p$  e di  $P_u$ , invece, occorre ancora determinare  $T_c$ ,  $T_o$ ,  $T_m$  in funzione di tali parametri e quindi, per le (34) ÷ (36), (70) ÷ (74), calcolare i parametri del ciclo termodinamico in condizioni di progetto per diversi valori di  $\beta_p$  e tracciare le linee statiche di

funzionamento fuori condizioni di progetto, cioè determinare l'andamento di tali parametri al variare di  $\beta$  e quindi di  $P_u$ .

Per il calcolo delle condizioni di progetto e della linea statica si fanno le assunzioni di cui all'appendice A.

Le equazioni per il calcolo dei parametri caratteristici del ciclo termodinamico della turbomacchina in condizioni di progetto, nelle usuali ipotesi, sono riportate in appendice B. Con tali equazioni si calcolano le condizioni di progetto per diversi valori di  $\beta_p$ .

Per il calcolo delle condizioni di funzionamento al di fuori del punto di progetto occorre soddisfare le equazioni valide in condizioni di progetto, unitamente alla condizione di continuità della portata, espressa dall'uguaglianza delle (40), (41). Per tale calcolo si è assunto che  $\eta_c$  vari secondo la caratteristica di compressore assunta per i vari casi, mentre si è supposto costante  $\eta_i$  per entrambe le turbine, almeno in prima approssimazione. Una verifica di  $\eta_i$ , effettuata a posteriori, ha portato a scarti inferiori all'1%, almeno nel campo di rapporti di compressione esaminati, in accordo con [6]. Si sono inoltre assunti costanti e pari al valore in condizioni di progetto  $\eta_{nb}$ ,  $\eta_b$ ,  $\eta_m'$ .

In particolare si è riscontrato come, lungo la linea statica,  $\psi$  presenti scarti non superiori al 3%, pertanto il calcolo di  $v_c$ , immediato per le caratteristiche sperimentali di compressore, è stato effettuato per la caratteristica normalizzata supponendo costante  $\psi$  e quindi, per la (50), con la equazione:

$$(75) \quad v_c = \sqrt{\frac{L_c}{L_{cp}}}$$

con un errore massimo pari, probabilmente, all'1,5%.

Il calcolo di  $G/G_p$ , con riguardo alla (40), si effettua con la:

$$(76) \frac{G}{G_p} = \frac{\beta}{\beta_p} \frac{f\left(\frac{P_3}{P_4}\right)}{f\left[\left(\frac{P_3}{P_4}\right)_p\right]} \sqrt{\frac{\theta_{3p}}{\theta_3}}$$

Il calcolo di  $v_m$  si effettua sfruttando l'ipotesi di potenza assorbita dall'utilizzatore variabile col cubo della velocità di rotazione dell'albero della turbina motrice e quindi:

$$(77) v_m = \sqrt[3]{\frac{G}{G_p} \frac{L_i''}{L_{ip}''}}$$

nell'ipotesi che  $\eta_m''$  permanga costante.

5 — Noti i parametri dei cicli termodinamici in condizioni di progetto e le linee statiche di funzionamento, si possono valutare numericamente, nelle varie condizioni,  $T_c$ ,  $T_m$ ,  $T_o$  e quindi tracciare per i diversi casi le curve di ripresa dell'albero del generatore di gas e dell'albero della turbina motrice, queste ultime per differenti valori di  $F$ , dipendendo queste dal parametro meccanico di ripresa, mentre non ne dipendono quelle. In particolare, è da notare come per  $F = T_o/T_m$  e per  $F = T_c/T_m$ , qualunque sia il caso esaminato, le curve di ripresa della turbina motrice degenerano nelle corrispondenti curve di ripresa del compressore, come risulta passando al limite nella (38).

Oltre ad uno studio della legge di ripresa, è interessante una analisi del tempo adimensionalizzato di ripresa, definendo come tale il tempo adimensionalizzato occorrente affinché la legge di ripresa raggiunga il 95% del valore asintotico per  $t' = \infty$ . Tale grandezza sarà indicata in seguito con il simbolo  $t_o'$ .

Con riferimento alla (38), l'equazione implicita che definisce  $t_o'$  come funzione esplicita di  $F$  ed implicita di  $\beta_p$ ,  $P_u$  tramite  $T_o$ ,  $T_c$ ,  $T_m$ , risulta essere:

$$(78) 0,05 = \frac{T_c - T_o}{T_c - FT_m} e^{-t_o'/T_c} + \frac{FT_m - T_o}{FT_m - T_c} e^{-t_o'/FT_m}$$

6 — Nelle figg. 2, 3, 4, sono riportate le caratteristiche dei compressori per i tre casi esaminati,

cioè  $\beta_p = 4$  (fig. 2) e  $\beta_p = 6$  (fig. 3) con caratteristica sperimentale del compressore,  $\beta_p = 6$  (fig. 4) con caratteristica del compressore ottenuta normalizzando nei  $(\beta - 1)$  la caratteristica valida per  $\beta_p = 4$  e portandola a  $\beta_p = 6$ , nell'ipotesi che le curve di ugual rendimento e la linea di pompaggio mantengano la loro posizione; in tale normalizzazione si sono per contro scartate le linee a  $v_c$  costante il cui andamento certamente varia. A fianco di ciascuna caratteristica sono tracciate le curve di ripresa dell'albero del generatore di gas, per diversi valori di  $P_u$ , in funzione del tempo adimensionalizzato  $t'$ . Per chiarezza di disegno nella fig. 3 non è tracciata la curva per  $P_u = 0,75$  che risulta compresa tra quelle a  $P_u = 0,50$  e  $P_u = 0,95$ .

Si osserva che le curve di ripresa delle figg. 3, 4 si differenziano soprattutto nel senso di un loro diverso distanziamento; tale fenomeno dipende dalle differenze nelle caratteristiche dei compressori e quindi nelle linee statiche; infatti, risultano pressochè coincidenti le curve di ripresa per  $P_u = 0,95$ , cui corrispondono condizioni termodinamiche di funzionamento molto prossime, pur se non uguali, in quanto si è molto vicini alle condizioni di progetto, che sono le stesse nei due casi. Tale ragione ha indotto a proseguire lo studio successivo solo per i casi di fig. 2 e di fig. 3, poichè le conclusioni relative al caso di fig. 4 non sarebbero state realistiche.

Le curve di ripresa delle figg. 3, 4, inoltre, danno luogo a tempi adimensionalizzati di ripresa cre-

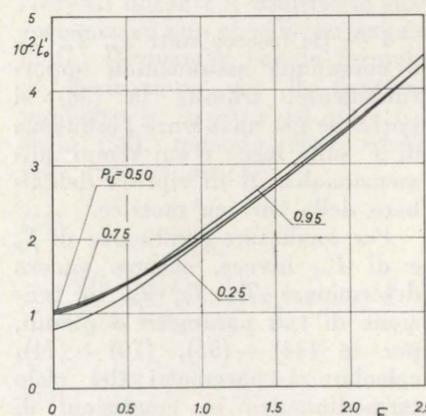


Fig. 7 - Tempo adimensionalizzato  $t_o'$  di ripresa in funzione del parametro meccanico globale  $F$  per  $\beta_p = 6$ .

scenti con  $P_u$  sino ad un massimo per poi tornare a diminuire mentre le curve di fig. 2 presentano tempi di ripresa sempre crescenti con  $P_u$ ; tale fenomeno dipende, probabilmente, dal diverso campo in cui funzionano le turbine nei due casi; mentre infatti, nel caso delle figg. 3, 4 l'ugello della turbina di comando del compressore risulta, nel campo esaminato, sempre supercritico, nel caso di fig. 2 è quasi sempre subcritico.

Inoltre si riscontra che, a parità di  $P_u$ , i tempi adimensionalizzati di ripresa sono inferiori nel caso delle figg. 3, 4, rispetto al caso di fig. 2; questo fenomeno, probabilmente, è da addebitarsi alla stessa ragione di cui sopra.

Nelle figg. 5, 6 appaiono le curve di ripresa dell'albero della turbina motrice rispettivamente per  $\beta_p = 6$  e  $\beta_p = 4$ , con parametro  $P_u$  e per diversi valori di  $F$ . È da notare che tali curve non presentano nè «overshoot» nè «undershoot», come è facile dimostrare; derivando, infatti, la (38) rispetto a  $t'$  ed uguagliando a zero tale derivata, risulta che per nessun valore di  $F$  e di  $P_u$  esiste un valore di  $t'$  capace di soddisfare la relazione che ne consegue; non esiste quindi nè un massimo nè un minimo e sono perciò impossibili fenomeni di «undershoot» ed «overshoot», come, fisicamente, pare bene che debba essere.

Calcolando la derivata seconda della (38) rispetto a  $t'$  ed uguagliandola a zero, si determina che per  $F > T_o/T_m$  esiste un valore di  $t'$  per cui tale relazione è soddisfatta; quindi, per  $F > T_o/T_m$ , le curve di ripresa presentano un flesso, come infatti appare nelle figure 5, 6 se si tiene presente che risulta sempre, nei casi esaminati,  $T_o/T_m < 0,25$ .

Si nota inoltre da tali figure che al crescere di  $F$  i tempi di ripresa crescono, come meglio apparirà dall'esame delle figg. 7, 8. Dall'analisi delle figure si osserva, per  $F = 0$ , uno scalino iniziale; il fenomeno è matematicamente e fisicamente spiegabile.

Matematicamente, ove si tenga presente che a rigore si sottintende che la (38) sia moltiplicata al limite per  $F = 0$ , si ottiene:

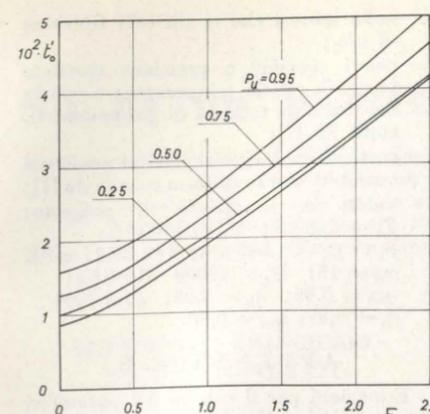


Fig. 8 - Tempo adimensionalizzato  $t_o'$  di ripresa in funzione del parametro meccanico globale  $F$  per  $\beta_p = 4$ .

$$(79) [\delta_2(t')]_{F=0} = \frac{T_o}{T_c} \cdot 1(t') + \frac{T_c - T_o}{T_c} [1 - e^{-t'/T_c}]$$

Fisicamente, occorre prima interpretare la condizione  $F = 0$ , che si presenta come caso limite, quindi non reale; con riferimento alla (29) si può pensare che tale condizione significhi  $I_c$  infinito ovvero  $I_m$  nullo. Nell'ipotesi  $I_c = \infty$  il fattore di scala passando da tempi adimensionalizzati a tempi reali, con riferimento alla (30), risulta infinito, quindi lo scalino iniziale perde significato perchè da amplificare infinitamente e dà luogo ad una curva di ripresa del primo ordine. La parte restante del diagramma si sposta all'infinito, come logico, poichè un generatore di gas con inerzia infinita non dà mai luogo a ripresa del relativo albero, mentre accelera l'albero della turbina motrice la cui inerzia è finita; tale accelerazione è legata all'aumento di potenza dovuto all'incremento delle temperature e non al verificarsi anche di un aumento di  $\beta$ , impossibile poichè l'albero del compressore mantiene inalterata la propria velocità di rotazione. Nell'ipotesi  $I_m = 0$ , il fattore di scala delle  $t'$  risulta finito e lo scalino si spiega pensando che l'incremento di combustibile, cui è dovuta la perturbazione, inizialmente dà luogo ad un rapido accrescimento delle temperature e ad una riduzione della portata inversamente proporzionale alla radice quadrata delle stesse, se si è in regime supercritico; ne consegue che la potenza cresce circa con la radice quadrata

della temperatura; poichè  $I_m = 0$  l'aumento di potenza, relativo alla turbina motrice, causa uno scalino nella sua velocità di rotazione.

Nel caso di fig. 5, le curve per  $F = 1,3$  e  $2,5$  e per  $P_u = 0,50$  e  $0,75$  non sono state tracciate per chiarezza di disegno e risultano comprese tra la curva per  $P_u = 0,25$  e quella per  $P_u = 0,95$  ma molto prossime a quest'ultima.

Si osserva inoltre dalle figure già citate che, al crescere di  $F$ , il fenomeno già riscontrato di tempi di ripresa massimi per un certo valore di  $P_u$  tende a svanire; ciò è dovuto sia al fatto che  $T_m$  è crescente con  $P_u$  nel campo esaminato, al contrario di  $T_c$  che, nel caso delle figg. 3, 4, presenta un massimo, sia al fatto che, al crescere di  $F$ , l'esponentiale crescente che tende a governare la legge di ripresa risulta essere quello con costante di tempo  $FT_m$ .  $T_m$ , al contrario di  $T_c$ , non presenta massimi per  $\beta_p = 6$  probabilmente poichè, nel campo di funzionamento esaminato, sia per  $\beta_p = 6$  che per  $\beta_p = 4$ , l'ugello della turbina motrice è quasi sempre sottocritico, mentre l'ugello della turbina che trascina il compressore è sempre supercritico per  $\beta_p = 6$  e quasi sempre sottocritico per  $\beta_p = 4$ .

Le curve di ripresa dell'albero della turbina motrice, come già quelle dell'albero del compressore, risultano essere, al variare di  $P_u$ , più prossime tra di loro per il caso di fig. 5 che non per il caso di fig. 6; tale fenomeno è da ascrivere anche per esse alle diverse linee statiche di funzionamento.

Nelle figg. 7, 8 è rappresentato  $t_o'$  rispettivamente per  $\beta_p = 6$  e  $\beta_p = 4$  e per diversi valori di  $P_u$ .

Fisicamente l'andamento di tali curve è logico; infatti se, si ragiona a parità di  $I_c$  ed  $n_{cp}/n_{mp}$ ,  $t_o'$  nel caso  $F = 0$  è inferiore a quello relativo all'albero del compressore, per l'effetto dello scalino iniziale sulla legge di ripresa, e segue poi l'andamento di quella del compressore a causa dell'inerzia nulla dell'albero motore, dei corpi su esso calettati e del veicolo. Al crescere dell'inerzia del gruppo motore  $t_o'$  cresce sino ad uguagliare quello del compressore, il che avviene per  $F = T_o/T_m$ ;

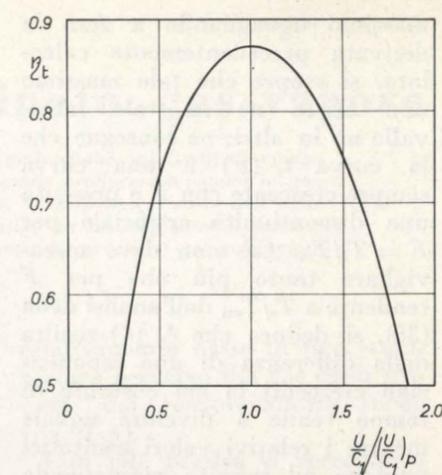


Fig. 9 - Curva del rendimento  $\eta_t$  di una turbina a gas in funzione di  $\frac{u}{c_1} / \left(\frac{u}{c_1}\right)_p$ .

l'ulteriore accrescimento di  $I_m$  fa aumentare sempre più  $t_o'$  sinchè, per  $F$  molto grande, la legge di ripresa tende ad essere quella del solo albero motore e  $t_o'$  tende quindi a divenire proporzionale ad  $FT_m$ .

Si è ora in grado di precisare il significato di  $\tau_o$ : infatti, dalle (29), (32), (33), per  $FT_m = T_o$ , si ottiene:

$$(80) \tau_o = \tau_m$$

pertanto, per quanto sopra detto, risulta che  $\tau_o$  è quel particolare valore di  $\tau_m$  per cui l'albero del generatore di gas e l'albero della turbina motrice riprendono secondo la stessa legge.

Matematicamente, calcolando con la formula di derivazione delle funzioni implicite la derivata prima della (78) rispetto ad  $F$ , risulta che la pendenza per  $F = 0$  è pari a  $T_m$ , per  $F = T_o/T_m$  è del 15 ÷ 30% superiore, a seconda di  $\beta_p$  e di  $P_u$ , mentre per  $F = \infty$  la curva è asintotica alla retta  $t_o' = lFT_m$ , ove  $l$  è quel valore per cui:

$$(81) e^{-l} = 0,05$$

Per  $F = T_c/T_m$  si è già osservato che la legge di ripresa della turbina motrice coincide con quella del compressore, per cui  $t_o'$  deve assumere lo stesso valore che per  $F = T_o/T_m$ ; notando che, in qualunque condizione di funzionamento, si ha  $T_o < T_c$  ne deriverebbe che per  $F$  compreso tra  $T_o/T_m$  e  $T_c/T_m$  la curva dovrebbe presentare un massimo se continua, il che è contrario all'interpretazione fisica precedentemente data; inoltre, se si ricerca tale

massimo uguagliando a zero la derivata precedentemente calcolata, si scopre che tale massimo non esiste nè in tale intervallo nè in altri; ne consegue che la curva  $t_o'(F)$  è una curva sempre crescente con  $F$  e presenta una discontinuità artificiale per  $F = T_c/T_m$ . Ciò non deve meravigliare tanto più che per  $F$  tendente a  $T_c/T_m$ , dall'analisi della (38), si deduce che  $\delta_2(t')$  risulta dalla differenza di due esponenziali crescenti la cui costante di tempo tende a divenire uguale mentre i relativi valori asintotici tendono ad infinito mantenendo differenza costante e pari ad uno; in tal maniera, per  $F = T_c/T_m$ ,  $\delta_2(t')$  degenera in un ritardo del primo ordine ottenuto come condizione limite, il che potrebbe spiegare la discontinuità di cui si è detto sopra. Tale discontinuità, fisicamente non spiegabile, è da ascrivere alla linearizzazione che sta alla base del presente metodo di calcolo.

Dall'analisi delle figure 7, 8 risulta, inoltre, che a parità di  $P_u$  ed  $F$  i tempi adimensionalizzati  $t_o'$  di ripresa sono maggiori per il caso di fig. 8 che per il caso di fig. 7 in alcune condizioni, mentre in altre  $t_o'$  risulta circa uguale.

7 — Concludendo, si può affermare che la legge di ripresa è influenzata abbastanza poco da  $P_u$ , un po' più da  $\beta_p$  e in maniera nettamente superiore da  $F$ .

Per ridurre i tempi effettivi di ripresa pare preferibile ricorrere a  $\beta_p$  più elevati, ma le differenze sono relativamente modeste.

Ben più importante pare invece realizzare bassi valori di  $F$  il che, con riguardo alle (29), (30), implica bassi  $I_m n_{mp}^2$  quindi, a parità di  $n_{mp}$ , basso momento d'inerzia del rotore della turbina motrice e del veicolo, ridotto all'albero di quest'ultima.

Dalla (30) parrebbe opportuno aumentare la potenza per ridurre  $t_o$  (tempo reale corrispondente a  $t_o'$ ), ma aumenti di potenza a pari  $L_{ip}$  significano aumenti di portata, quindi di dimensioni della turbomacchina e di conseguenza di inerzia; ciò potrebbe annullare i vantaggi derivanti da un aumento di potenza se non addirittura far aumentare  $t_o$ ; pertanto, da

tale punto di vista, sarà opportuno ottimizzare i valori delle grandezze in gioco, non dimenticandosi che, se aumenti di potenza provocassero proporzionali aumenti di  $I_c$  a parità di  $I_m$ , ne deriverebbe ancora un beneficio per la conseguente riduzione di  $F$ . Quando ad  $n_{cp}$  parrebbe bene ridurlo al minimo; infatti, dimezzandolo, a parità di altre condizioni  $F$  risulta quadruplicato, ma contemporaneamente la scala per passare da tempi adimensionalizzati a tempi reali di ripresa si riduce a un quarto; ciò porta nel complesso ad una riduzione di  $t_o$ , dato che il diagramma di  $t_o'(F)$  presenta concavità rivolta verso l'alto. Tale conclusione è però illusoria, poichè riducendo  $n_{cp}$ , a parità di  $\beta_p$  e di portata nonchè di altre condizioni, occorre aumentare il numero di stadi del compressore assiale e della relativa turbina oppure le dimensioni trasversali degli stessi ovvero, infine, entrambi; oltre ad evidenti complicazioni costruttive, ciò porta ad un aumento di  $I_c$  che, può annullare i vantaggi derivanti da una riduzione di  $n_{cp}$ , se non addirittura far aumentare  $t_o$ . È dunque necessario addivenire ad un compromesso che, ottimizzando i valori delle grandezze in gioco, non trascuri le esigenze di semplicità costruttiva.

Quando ad  $n_{mp}$  parrebbe bene ridurlo al minimo così da ridurre  $F$ ; anche ora occorre, però, osservare che riduzioni di  $n_{mp}$  possono portare alla necessità di aumentare il numero degli stadi della turbina motrice ovvero le sue dimensioni trasversali od entrambi; questo fatto, oltre a complicazioni costruttive, porta ad aumenti di  $I_m$  che possono rendere illusori se non controproducenti i vantaggi derivanti da una riduzione di  $n_{mp}$ . Risulta quindi nuovamente necessaria la ricerca di un opportuno compromesso.

APPENDICE A

Assunzioni per il calcolo delle condizioni di progetto e della linea statica di funzionamento:

- caratteristica sperimentale del compressore per  $\beta_p = 6$  come da [7] e per  $\beta_p = 4$  come da [8];
- caratteristica normalizzata del compressore ottenuta normalizzando da [8];
- caratteristica di rendimento della turbina come da [9] e come in fig. 9,

nella ipotesi che  $\eta_i$  sia solo funzione di  $u/c_1$ ;

- calori specifici a pressione costante variabili con la temperatura e con la dosatura, se trattasi di gas combust, come da [1];
- costante di elasticità dei gas combust variabile con la dosatura come da [1];
- valori in condizioni di progetto:  $T_1 = 288 \text{ }^\circ\text{K}$ ;  $T_3 = 1100 \text{ }^\circ\text{K}$ ;  $P_1 = P_5 = 1,033 \text{ ata}$ ;  $R = 29,27 \text{ m}^\circ\text{K}$ ;  $\alpha_{st} = 15$ ;  $H_i = 10000 \text{ Kcal/Kg}$ ;  $\eta_{\pi b} = 0,95$ ;  $\eta_b = 0,96$ ;  $\eta_c = 0,84$ ;  $\eta_i = 0,87$ ;  $\eta_m = 0,98$ .

APPENDICE B

Equazioni per il calcolo dei parametri caratteristici del ciclo termodinamico di funzionamento in condizioni di progetto di un turbomotore a gas del tipo di fig. 1:

- (82)  $\theta_2 = \theta_1 + \frac{(\theta_2 - \theta_1)_{is}}{\eta_c} = \theta_1 \left[ 1 + \frac{\beta^{1/\epsilon_{1,2is}} - 1}{\eta_c} \right]$
- (83)  $P_3 = \eta_{\pi b} P_2$
- (84)  $\eta_m' L_i' = \frac{\alpha}{1 + \alpha} L_c$
- (85)  $\theta_4 = \theta_3 - \frac{L_i'}{c_{p3-4}}$
- (86)  $L_i'' = c_{p4+5} (\theta_4 - \theta_5) = \eta_i' \cdot c_{p4+5} \cdot \theta_4 \left[ 1 - \left( \frac{P_5}{P_4} \right)^{1/\epsilon_{4,5is}} \right]$
- (87)  $L_c = \frac{c_{p1+2} \cdot \theta_1}{\eta_c} [\beta^{1/\epsilon_{1,2is}} - 1] = c_{p1+2} (\theta_2 - \theta_1)$
- (88)  $(1 + \alpha) c_{p2+3} (\theta_3 - \theta_2) = \eta_b H_i$

Oltre alle (82) ÷ (88) valgono le (46) e (64).

Andrea Dadone

Assistente ordinario alla Cattedra di Macchine del Politecnico di Torino

BIBLIOGRAFIA

- [1] A. CAPETTI, *Motori termici*, UTET, Torino 1964.
- [2] A. CAPETTI, *Studio teorico del comportamento delle turbine a gas a più alberi per autoveicoli*, ATA, settembre 1964.
- [3] B. ECKERT, *Zur Weiterentwicklung der Kraftfahrzeugturbine*, ATZ, giugno 1964.
- [4] G. SALVATORE, *Considerazioni sullo sviluppo della turbina a gas applicata alla trazione automobilistica*, ATA, dicembre 1963.
- [5] D. G. AINLEY e G. C. R. MATHIESON, *A method of performance estimation for axial-flow turbines*, Aeronautical Research Council reports and memoranda n. 2974, dicembre 1951.
- [6] J. HODGE, *Gas turbine*, vol. I, *Cycles and performance estimation*, Academic Press, New York 1955.
- [7] *Caratteristica del compressore assiale per T. E. Armstrong Siddeley Mamba*.
- [8] D. H. MALLISON e W. G. E. LEWIS, *The part-load performance of various gas turbine engine schemes*, National gas turbine establishment, Report n. R. 43, dicembre 1948.
- [9] H. ROXBEE COX, *Gas turbine principles and practice*, George Newnes Limited, London 1955.

# Su di un particolare ciclo combinato gas-vapore

FEDERICO FILIPPI esamina le influenze della temperatura massima di combustione sui limiti di convenienza di un ciclo combinato di turbina a gas in cui la rigenerazione è ottenuta producendo vapore in uno scambiatore a gas di scarico e iniettando tale vapore a monte dell'espansore. Si confronta il costo dell'unità di energia prodotta in un impianto utilizzando tale ciclo con il costo relativo ad un impianto di turbina a gas semplice, ad un impianto di turbina a gas rigenerativo, ad un impianto di turbina a gas accoppiato ad un impianto a vapore.

## 1. Premessa.

Il ciclo termico di un impianto di turbina a gas può essere combinato in vari modi [1] (1) con quello di un impianto a vapore al fine di aumentare il rendimento termico del complesso rispetto a quello che si otterrebbe da un unico fluido. Impianti di tal genere sono stati effettivamente realizzati ma tutti presentano il non trascurabile inconveniente di associare ai problemi della turbina a gas la complessità, l'ingombro e il costo di un impianto a vapore, sicchè la combinazione appare realmente vantaggiosa solamente per grandi impianti di produzione di energia destinati al funzionamento continuo.

Per migliorare il rendimento di impianti relativamente semplici di turbine a gas, destinati a funzionamento discontinuo o a sopprimere a carichi di punta, è stato recente-

relativamente basse in uno scambiatore percorso dai gas caldi scaricati dal turboespansore stesso (fig. 1-A).

Con tale pratica si verrebbe a realizzare una rigenerazione termica senza dover ricorrere ai normali scambiatori di calore gas caldi/aria di costo e ingombro notevoli ottenendosi altresì il vantaggio di inviare in turbina gas a temperatura inferiore che in un impianto a ciclo semplice. Inoltre l'eliminazione della turbina a vapore separata e del condensatore riduce notevolmente la complessità dell'impianto sicchè questo appare fattibile anche per installazioni in cui hanno particolare importanza costo di impianto, ingombro, semplicità di condotta e rapidità di messa a regime.

Si hanno, in linea di principio, due inconvenienti possibili: possibilità di corrosioni nelle palette delle turbine in conseguenza della presenza di forti quantità di vapor acqueo ad elevata temperatura; necessità di continuo approvvigionamento di non trascurabili quantità di acqua depurata. Circa il primo punto non appare che i moderni materiali per turbine a gas risentano in modo sensibile del funzionamento in ambiente ossidante ad elevata temperatura; circa il secondo si può osservare che, essendo il vapore prodotto allo stato saturo (per ridurre al minimo la superficie dello scambiatore) ad una pressione relativamente bassa (dell'ordine di quella esistente nel combustore della turbina a gas) le esigenze sono le stesse che si hanno, p. es., nell'alimentazione delle caldaie delle locomotive a vapore e quindi non particolarmente stringenti.

Gli studi più sopra citati hanno dimostrato come la pratica possa dar luogo ad apprezzabili miglioramenti nel rendimento termico dell'impianto; scopo della pre-

## ELENCO DEI PRINCIPALI SIMBOLI IMPIEGATI

- $c_p$  = valor medio del calore specifico dei prodotti della combustione nella camera di miscelamento
- $c_{pe}$  = valor medio del calore specifico del fluido durante l'espansione
- $c_{ps}$  = valor medio del calore specifico del fluido nello scambiatore
- $G_a$  = portata d'aria
- $G_b$  = portata di combustibile
- $G_v$  = portata di vapore
- $i_l$  = entalpia del liquido all'ingresso nello scambiatore
- $i_v$  = entalpia del vapore all'uscita dallo scambiatore
- $k$  = coefficiente di trasmissione del calore tra gas combust e aria
- $k_v$  = coefficiente di trasmissione del calore tra gas combust e vapore
- $L_u$  = lavoro utile per unità di massa d'aria
- $L_c$  = lavoro assorbito dal compressore per unità di massa d'aria
- $R$  = efficacia dello scambiatore
- $S$  = superficie dello scambiatore per unità di portata d'aria
- $T$  = temperatura assoluta
- $T_v$  = temperatura del vapore all'uscita dallo scambiatore
- $\Gamma = G_a/G_v$
- $\epsilon = T_4/T_3'$
- $\eta_g$  = rendimento globale dell'impianto
- $\eta_r$  = rendimento dello scambiatore
- $\eta_v$  = rendimento del ciclo a vapore separato
- $\varphi = G_b/G_a$

## Indici:

- 1 = condizioni dell'aria all'ingresso nel compressore
- 2 = id. id. all'ingresso nel combustore
- 3 = condizioni dei gas combust all'uscita dal combustore
- 3' = condizioni della miscela gas-vapore all'ingresso in turbina
- 4 = id. id. all'ingresso nello scambiatore
- 5 = id. id. all'uscita dallo scambiatore.

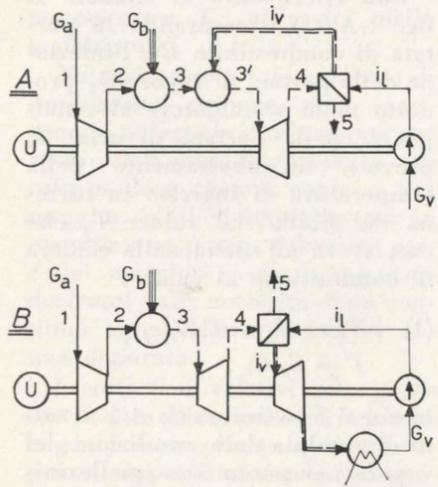


Fig. 1.

mente riproposta [2,3] la pratica dell'iniezione di vapore a monte del turboespansore, vapore prodotto a pressioni e temperature

(1) I numeri tra parentesi quadre si riferiscono alla Bibliografia.

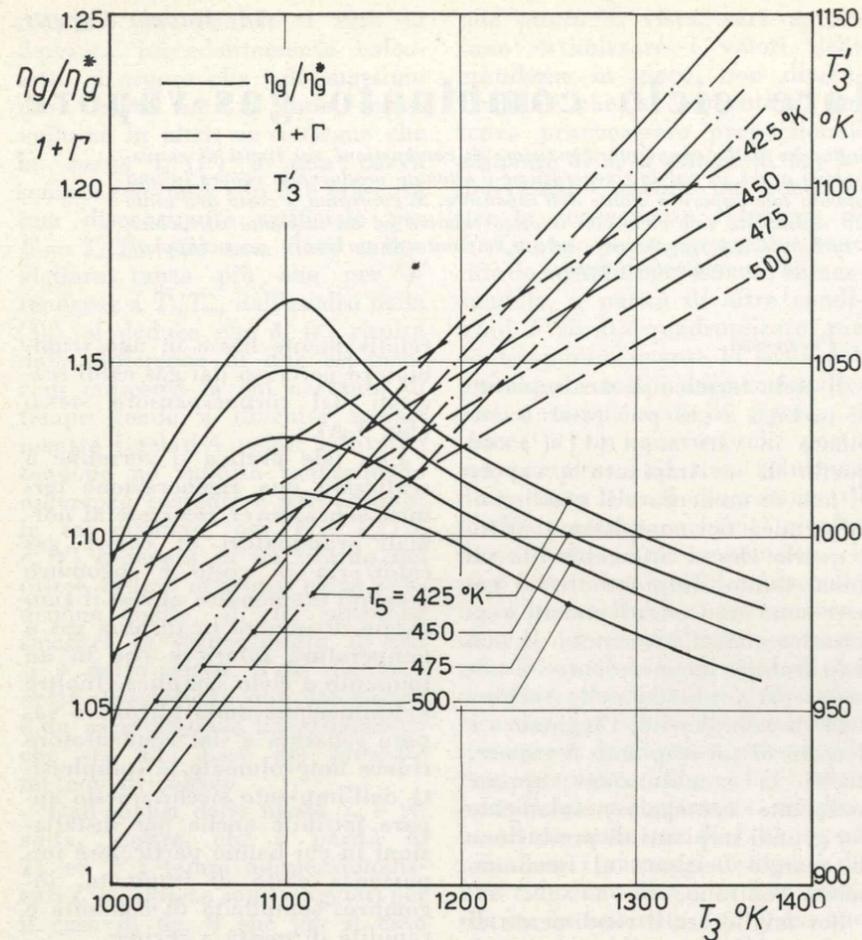


Fig. 2.

sente nota è di esaminare entro quali limiti l'iniezione di vapore secondo lo schema di fig. 1-A risulti più conveniente, termodinamicamente ed economicamente, di altri metodi di incremento del rendimento e precisamente:

- aumento nella temperatura  $T_3$  di ingresso in turbina;
- rigenerazione di tipo convenzionale;
- utilizzazione del vapore, prodotto in uno scambiatore posto a valle della turbina, in un impianto a vapore separato da quello a gas.

In ogni caso si è supposto che la turbina a gas di riferimento funzionasse con un ciclo senza interrefrigerazioni o ricombustioni, essendo poco probabile l'adozione di tali pratiche in impianti semplici quali quelli più particolarmente in esame.

Circa l'influenza del rapporto di compressione del ciclo a gas si rimanda agli studi più volte citati.

## 2. Aumento della temperatura $T_3$ .

Con riferimento ai simboli di fig. 1-A (2), trascurando la portata di combustibile  $G_b$ , l'iniezione della portata di vapore  $G_v$  prodotto nello scambiatore all'entalpia  $i_v$  nella portata di aria  $G_a$  provoca un'abbassamento della temperatura di ingresso in turbina del fluido dal valore  $T_3$  che essa aveva all'uscita dalla camera di combustione al valore:

$$(1) \quad T'_3 = T_3 - \Gamma \Delta i'_v / c_p; \\ \Gamma = G_a / G_v$$

in cui si è indicato con  $\Delta i'_v$  il salto di entalpia dalle condizioni del vapore nel punto 3' a quelle iniziali:

$$\Delta i'_v = i'_{3v} - i_v$$

D'altra parte, dal bilancio termico dello scambiatore in cui la portata  $G_a + G_v$  si raffredda da

(2) Vedasi anche elenco dei simboli.

$T_4$  a  $T_5$  mentre la portata  $G_v$  subisce la variazione di entalpia:

$$\Delta i_v = i_v - i_1$$

si ottiene:

$$(2) \quad \Gamma = \frac{\eta_r c_{ps} (\varepsilon T'_3 - T_5)}{\Delta i_v - \eta_r c_{ps} (\varepsilon T'_3 - T_5)}$$

avendo tenuto conto delle perdite termiche nello scambiatore mediante un rendimento  $\eta_r$  ed avendo posto:

$$T_4 = \varepsilon T'_3$$

in cui  $\varepsilon$  dipende dal rendimento del turboespansore, dal rapporto di espansione, dagli esponenti della legge di espansione (e quindi anche dalle temperature e dalla composizione della miscela).

Trascurando il lavoro assorbito dalla pompa di alimentazione si ha così che il lavoro utile fornito dall'impianto per unità di massa d'aria vale:

$$(3) \quad L_u = (1 + \Gamma) c_{pe} T'_3 (1 - \varepsilon) - L_c$$

L'impianto semplice di turbina a gas corrispondente, a parità di  $T_3$ ,  $L_c$ , rendimenti ecc. avrebbe fornito un lavoro utile (3):

$$(3') \quad L_u^* = c_{pe}^* T_3 (1 - \varepsilon^*) - L_c$$

Nella 3')  $\varepsilon^*$  differisce da  $\varepsilon$  per effetto della diversa composizione del fluido, delle diverse temperature che si hanno durante l'espansione, delle perdite di pressione derivanti dal miscelamento e dalla presenza dello scambiatore a valle del turboespansore.

Poichè la quantità di calore fornita nel combustore è la medesima nei due casi il rapporto dei rendimenti globali coincide con il rapporto dei lavori utili:

$$(4) \quad \eta_g / \eta_g^* = L_u / L_u^*$$

Perchè l'iniezione di vapore comporti un incremento di rendimento dovrà perciò essere:

$$(5) \quad L_u - L_u^* = (1 + \varepsilon) c_{pe} T'_3 (1 - \varepsilon) - c_{pe}^* T_3 (1 - \varepsilon^*) > 0$$

Tenendo conto delle 1) e 2) e supponendo di poter scrivere:

$$\Delta i'_v = c_{pv} (T'_3 - T_v)$$

(3) Nel seguito si contraddistinguono con un asterisco le grandezze relative all'impianto semplice di turbina a gas così definito.

con un opportuno valore di  $c_{pv}$ , si ottiene che la 5) è soddisfatta purchè:

$$(6) \quad T_5 < \varepsilon T'_3 + \frac{c_{pe} (1 - \varepsilon)}{\eta_r c_{ps} \frac{c_{pe}^* (1 - \varepsilon^*)}{1 - \frac{c_{pv}}{c_p} (1 - \tau_v)}} - 1$$

avendo indicato con  $\tau_v$  il rapporto  $T_v / T'_3$ .

In pratica si può ritenere che sia:

$$\frac{c_{pe} (1 - \varepsilon)}{c_{pe}^* (1 - \varepsilon^*)} \approx 1$$

per cui la (6) si riduce alla:

$$(7) \quad T_5 < \varepsilon T'_3 = T_4$$

che è sempre automaticamente soddisfatta, per qualunque valore di  $T_3$  e degli altri parametri in gioco.

La pratica dell'iniezione di vapore risulta quindi sempre conveniente qualunque sia l'impianto di turbina a gas al quale essa viene applicata purchè di tipo semplice.

Naturalmente l'entità nel guadagno di rendimento dipende, tra le altre cose, dai valori di  $T_3$  e di  $T_5$  come mostrano i diagrammi di fig. 2 (4).

È notevole l'esistenza di un massimo nel rapporto  $\eta_g / \eta_g^*$  in corrispondenza di temperature  $T_3$  all'uscita dal combustore intorno a 1100 °K a cui corrispondono, nel caso dell'iniezione di vapore, temperature di ingresso in turbina inferiori di circa 100 °K. In tali condizioni con l'iniezione di portate di vapore aggirantesi intorno al 10 % della portata di aria il rendimento globale dell'impianto risulta incrementato del 10-15 %, ovviamente tanto di più quanto minore è il valore assunto per la

(4) Tali diagrammi si riferiscono al caso di un ciclo semplice di turbina a gas con rapporto di compressione = 6, rendimenti adiabatici del compressore e del turboespansore = 0,85, rendimento pneumatico del combustore = 0,95, rendimenti meccanici = 0,97,  $\eta_r = 0,95$ . Si è supposto di produrre nello scambiatore vapore saturo secco a 6 ata partendo da acqua a 15 °C. Nei calcoli si è tenuto conto della variabilità dei calori specifici con la composizione e la temperatura nonché delle perdite di pressione allo scarico della turbina, variabili con la superficie dello scambiatore.

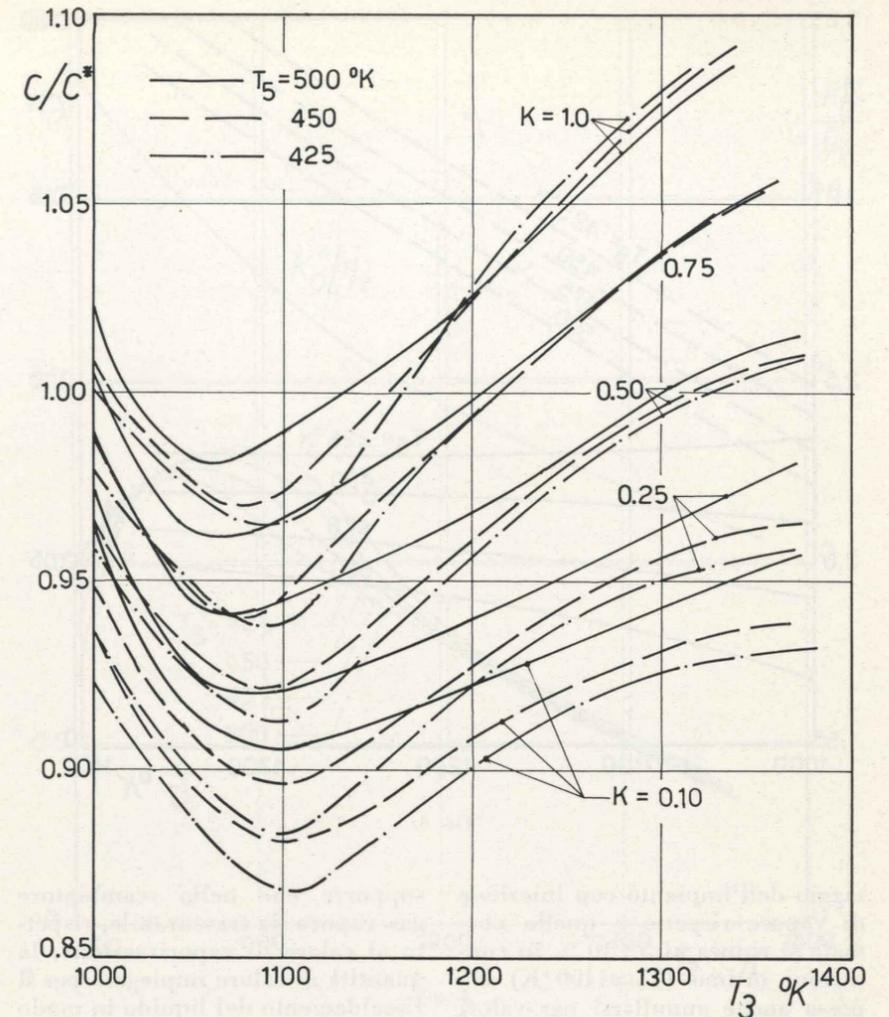


Fig. 3.

temperatura  $T_5$  all'uscita dallo scambiatore.

Naturalmente a tale aumento di rendimento termico non corrisponde un'eguale diminuzione nel costo dell'energia prodotta in quanto deve tenersi conto e dei maggiori costi di impianto per lo scambiatore, pompa tubazioni ecc. e dei maggiori costi di esercizio derivanti dalla necessità di un continuo approvvigionamento di acqua depurata.

I costi fissi relativi alla parte costituente l'impianto di turbina a gas possono essere ritenuti, in prima approssimazione, proporzionali alle dimensioni della stessa e quindi alla portata d'aria  $G_a$ ; analogamente può dirsi per i costi fissi relativi alla parte « vapore » che si possono assumere proporzionali alla portata  $G_v$ . Detto  $b$  il costo unitario dell'acqua impiegata e  $b^*$  quello del combustibile si ha che il rapporto dei costi per

unità di energia prodotta nell'impianto con e senza iniezione di vapore, per un tempo di funzionamento di  $t$  ore all'anno sarà:

$$\frac{C}{C^*} = \frac{a^* G_a + b^* G_b t + a G_v + b G_v t}{a^* G_a + b^* G_b t} \cdot \frac{L_u^* G_a t}{L_u G_a t} \quad (8)$$

e cioè:

$$(8') \quad \frac{C}{C^*} = \frac{\eta_g}{\eta_g^*} [1 + \Gamma K]$$

avendo posto:

$$K = \frac{a + b t}{a^* + \varphi b^* t}$$

La fig. 3 riporta i valori di  $C/C^*$  calcolati, per diversi valori di  $K$ , per i casi già considerati in fig. 2.

È evidente come, per valori ragionevoli del parametro  $K$ , il van-

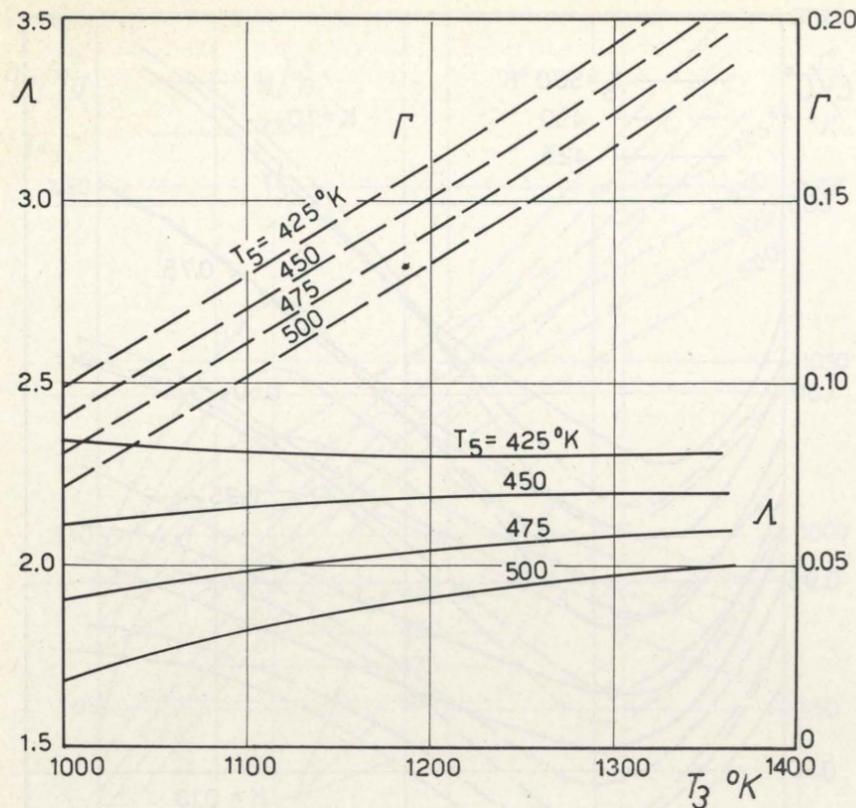


Fig. 4.

taggio dell'impianto con iniezione di vapore rispetto a quello normale si riduca al 5 ÷ 10 % in condizioni ottime ( $T_3 \approx 1100$  °K) ma possa anche annullarsi per valori molto elevati (o troppo bassi) della temperatura all'uscita dal combustore.

In conclusione si può ritenere che, con le temperature di ingresso in turbina attualmente usate negli impianti di turbine a gas stazionarie, la pratica dell'iniezione di vapore consente una non trascurabile riduzione nel costo unitario dell'energia prodotta ma che tale pratica risulta tanto meno conveniente quanto più cresceranno i valori di  $T_3$  rispetto a quelli oggi normalmente impiegati.

### 3. Rigenerazione.

La rigenerazione termica ottenuta con la pratica dell'iniezione di vapore potrebbe ovviamente anche essere ottenuta con metodi convenzionali destinando la stessa superficie (per unità di portata d'aria)  $S$  dello scambiatore al riscaldamento dell'aria compressa anziché alla produzione di vapore.

Per calcoli di massima si può

supporre che nello scambiatore gas/vapore sia trascurabile, rispetto al calore di vaporizzazione, la quantità di calore impiegata per il riscaldamento del liquido in modo da poter scrivere (trascurando anche le perdite):

$$(9) \quad k_v S \left( \frac{T_4 + T_5}{2} - T_v \right) = (1 + \Gamma) c_{ps} (T_4 - T_5) = \Gamma \Delta i_v$$

da cui si ricava:

$$(10) \quad S = \frac{2(1 + \Gamma) c_{ps} (\varepsilon T_3' - T_5)}{k_v (\varepsilon T_3' + T_5 - 2T_v)}$$

Ora [1] nel caso fosse usato per lo scambio gas/aria tale scambiatore avrebbe una efficienza  $R$  definita dalla:

$$(11) \quad \frac{R}{1 - R} = \frac{k S}{c_{ps}^*}$$

Per i ragionamenti di massima che qui si fanno non si commette grave errore supponendo nella 11)  $T_5 \approx T_v$ , per cui la 11) stessa si riduce alla:

$$(12) \quad R = \frac{2 \frac{k}{k_v} \frac{c_{ps}}{c_{ps}^*} (1 + \Gamma)}{1 + 2 \frac{k}{k_v} \frac{c_{ps}}{c_{ps}^*} (1 + \Gamma)}$$

In pratica quindi l'efficacia della rigenerazione ottenibile con la superficie  $S$  data dalla 10) è dell'ordine di 0,5 essendo sensibilmente  $k/k_v = 1/2$ , e quindi non trascurabile.

Inoltre è da tener presente che, nel caso di rigenerazione gas/aria il rapporto dei costi unitari dell'energia prodotta non è più dato dalla 8) ma dalla (5):

$$(13) \quad \frac{C'}{C^*} = \frac{a^* G_a + b^* G_b t + a G_v}{a^* G_a + b^* G_b t} \cdot \frac{L_u^* G_a t}{L_u' G_a t}$$

e cioè:

$$\frac{C'}{C^*} = \frac{\eta_g'}{\eta_g^*} [1 + \Gamma K']$$

con:

$$K' = \frac{a}{a^* + \varphi b^* t}$$

essendosi supposto di adottare uno scambiatore avente la medesima superficie di quello impiegato nel ciclo con iniezione di vapore e un certo calore di  $\Gamma$  e potendosi ritenere trascurabile il costo della pompa e dell'impianto depurazione acqua rispetto a quello dello scambiatore stesso.

Per una valutazione più precisa sarebbe evidentemente necessario eseguire i calcoli con una approssimazione maggiore di quella data dalle espressioni di massima prima impiegate. È però molto probabile che, dati i valori dell'efficacia  $R$  che si riesce ad ottenere, l'impianto con iniezione di vapore non presenti sensibili vantaggi rispetto a quello rigenerativo utilizzando uno scambiatore di egual superficie, almeno per certi valori del rapporto di compressione e della temperatura  $T_3$ .

### 4. Ciclo a vapore separato.

Se il vapore prodotto nello scambiatore fosse utilizzato in un ciclo separato, secondo lo schema di fig. 1-B, avente un certo rendimento (rapporto tra il lavoro ottenuto ed il calore ricevuto nello scambiatore), il lavoro utile complessivamente ottenuto sarebbe:

$$(14) \quad L_u'' = L_u + \eta_v \eta_r c_{ps}^* (\varepsilon^* T_3 - T_5)$$

(5) Le grandezze con l'apice si riferiscono all'impianto rigenerativo di tipo convenzionale.

e, essendo rimasta inalterata la quantità di calore fornita rispetto al caso dell'impianto semplice di turbina a gas, il rapporto dei rendimenti globali risulterebbe:

$$(15) \quad \frac{\eta_g''}{\eta_g^*} = \frac{L_u''}{L_u^*} = 1 + \frac{\eta_v \eta_r c_{ps}^* (\varepsilon^* T_3 - T_5)}{L_u^*}$$

Volendo prescindere dal valore di  $\eta_v$  conviene far riferimento anziché direttamente a tale rapporto al parametro:

$$\Lambda = \left[ \frac{\eta_g''}{\eta_g^*} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_v}$$

il cui andamento, per il medesimo impianto di base già considerato nelle figg. 2 e 3, è riportato in fig. 4, unitamente a quello dei valori di  $\Gamma$  che si hanno per le diverse  $T_5$  assunte nell'ipotesi di produrre sempre vapore saturo e secco a 6 ata.

Si noti che, come si ricava immediatamente dalla 15),  $\Lambda$  aumenta o diminuisce al crescere della temperatura  $T_3$  a seconda che sia:

$$T_5 \geq \frac{\varepsilon^* L_c}{c_{pe}^* (1 - \varepsilon^*)}$$

mentre diminuisce all'aumentare di  $T_5$  tanto più rapidamente quanto maggiore è  $L_u$  avendosi:

$$\frac{\delta \Lambda}{\delta T_5} = - \frac{\eta_r c_{ps}^*}{L_u^*}$$

Appare dalla fig. 4 come, già per valori di  $\eta_v$  intorno a 0,10, il ciclo con impianto a vapore separato possa presentare un vantaggio dal punto di vista termodinamico rispetto a quello con iniezione di vapore.

Perché si abbia un vantaggio anche dal punto di vista economico è però necessario che il rapporto dei costi:

$$(16) \quad \frac{C''}{C^*} = \frac{a^* G_a + b^* G_b t + a'' G_v}{a^* G_a + b^* G_b t} \cdot \frac{L_u^* G_a t}{L_u'' G_a t}$$

$$(16') \quad \frac{C''}{C^*} = \frac{\eta_g''}{\eta_g^*} [1 + \Gamma K'']$$

$$K'' = \frac{a''}{a^* + \varphi b^* t}$$

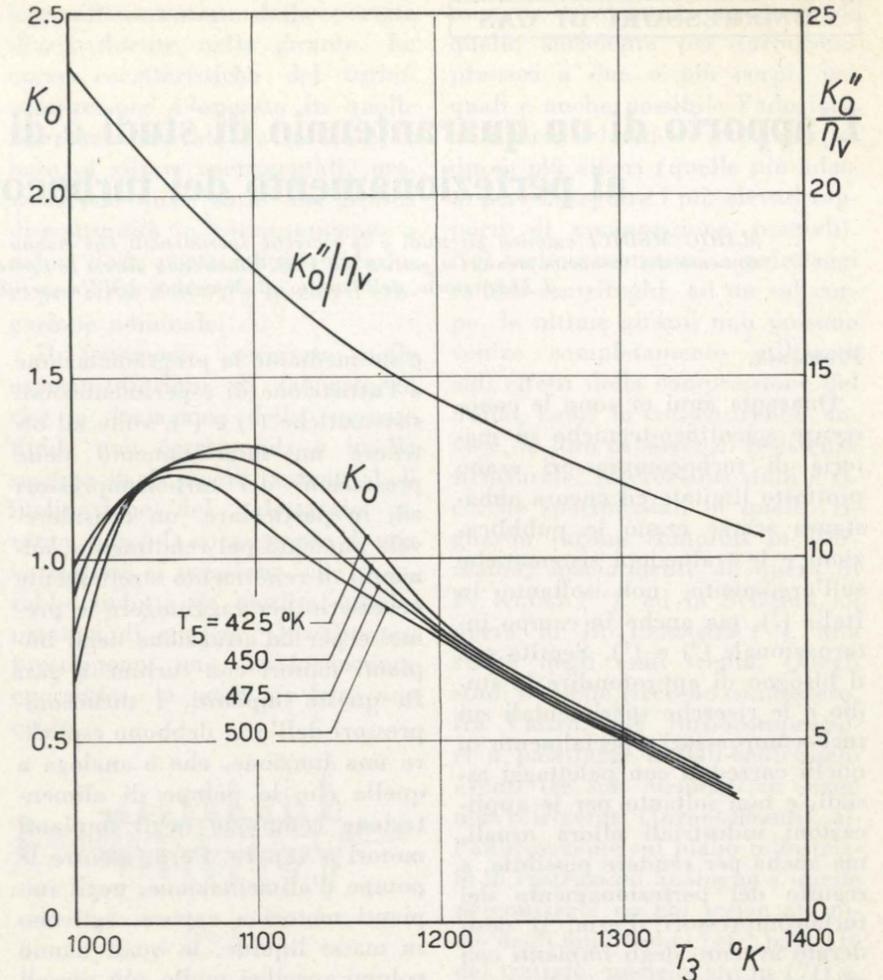


Fig. 5.

risultati inferiore, a parità di condizioni, al valore del rapporto  $C/C^*$  dato dalla 8), il che può darsi non avvenga perché ora  $a''$  (che tiene conto dei costi di ammortamento dello scambiatore, turbina a vapore, condensatore) risulta molto maggiore di  $a$ .

In fig. 5 si sono perciò riportati, a titolo indicativo, i valori limite  $K_0$  e  $K_0''$  dei parametri definiti nelle 8') e 16') e cioè i valori che corrispondono a  $C/C^*$ , oppure rispettivamente  $C''/C^*$ , eguali alla unità.

### 5. Conclusioni.

Dal breve esame sopra condotto si può concludere che la pratica della rigenerazione effettuata mediante iniezione di vapore, pur risultando sempre conveniente rispetto al caso dell'impianto semplice di turbina a gas, non appare decisamente preferibile ad una rigenerazione « convenzionale » con

scambiatore di ridotta superficie oppure all'impiego di un impianto a vapore separato, almeno dal punto di vista economico.

Ciò non esclude però che tale pratica non possa essere utilmente adottata in casi particolari, soprattutto quando la si volesse riservare non ad un incremento nel rendimento dell'impianto ma ad un incremento di potenza di un impianto preesistente.

Federico Filippi

già assistente del Prof. Capetti  
Ordinario di Motori per Aeromobili  
Scuola di Ingegneria Aerospaziale  
del Politecnico di Torino

### BIBLIOGRAFIA

- [1] A. CAPETTI, *Motori Termici*, UTET, Torino, 1964.
- [2] B. G. EDISS, *Steam injection for improved gas turbine efficiency*, Engine Design and Applications, marzo-aprile 1965.
- [3] H. J. SCHRÖDER, *Die Gasturbine mit Zusatzdampf aus eigener Abwärme*, MTZ, febbraio 1958.

## L'apporto di un quarantennio di studi e di ricerche sperimentali al perfezionamento dei turbocompressori

MARIO MEDICI esamina gli studi e le ricerche sperimentali che hanno portato al progressivo perfezionamento dei turbocompressori a partire dal 1925, illustrando altresì le ricerche eseguite in tale campo presso il Laboratorio dell'Istituto di Macchine dell'Università di Padova.

### Premessa.

Quaranta anni or sono le conoscenze scientifico-tecniche in materia di turbocompressori erano piuttosto limitate ed ancora abbastanza scarse erano le pubblicazioni e le trattazioni sistematiche sull'argomento, non soltanto in Italia (1), ma anche in campo internazionale (2) e (3). Sentito era il bisogno di approfondire lo studio e le ricerche sperimentali sui turbocompressori, specialmente su quelli corredati con palettaggi assiali, e non soltanto per le applicazioni industriali allora usuali, ma anche per rendere possibile, a seguito del perfezionamento dei turbocompressori d'aria, il desiderato avvento degli impianti con turbomotori a gas, sia nel settore della locomozione sia nel campo della produzione d'energia elettrica.

### L'evoluzione dei turbocompressori durante il decennio 1925-34.

Durante il decennio 1925-34 vi è stato un sistematico approfondimento della conoscenza dei turbocompressori, sia attraverso la pubblicazione e la diffusione di trattati sulla materia (4), (5), (6) e (7)

(1) A. CAPETTI, *Sul calcolo dei turbocompressori*.

(2) A. RATEAU, *Traité des Turbomachines*, Paris, 1900.

(3) P. OSTERTAG, *Kolben und Turbokompressoren*, J. Springer, Berlin, 1923.

(4) C. HANOCQ, *Théorie et Construction des Turbomachines*, Liège, 1926.

(5) W. J. KEARTON, *Turboblowers and Compressors*, Pitman, London, 1926.

(6) B. ECK und W. J. KEARTON, *Turbogebäude*, J. Springer, Berlin, 1929.

(7) M. MEDICI, *Turbocompressori, Sofianti e Ventilatori*, trattato di pagg. 635 con 450 illustrazioni, 11 esempi di calcolo, edito da U. Hoepli, Milano, 1930.

e sia mediante la programmazione e l'attuazione di esperimentazioni sistematiche (8) e (9), volte ad ottenere un miglioramento delle prestazioni dei turbocompressori ed, in particolare, un considerevole aumento del rendimento; aumento di rendimento strettamente necessario per raggiungere le premesse per un'attuazione degli impianti motori con turbine a gas. In questi impianti, i turbocompressori dell'aria debbono esplicare una funzione, che è analoga a quella che le pompe di alimentazione compiono negli impianti motori a vapore. Però, mentre le pompe d'alimentazione, negli impianti motori a vapore, agiscono su masse liquide, le quali hanno volumi specifici molto più piccoli di quelli del vapor d'acqua da generare, sicché proporzionalmente modesti sono gli assorbimenti di energia richiesti (mediamente essi variano dal 3 % al 6 % della potenza totale sviluppabile, nell'unità di tempo, dal turbomotore a vapore), i turbocompressori dell'aria, negli impianti con turbomotori a gas, debbono agire su masse gassose, le quali hanno un grande volume specifico e, dipendentemente, gli assorbimenti di energia richiesti raggiungono valori ingenti (mediamente il 65 al 70 % della potenza totale, sviluppabile nell'unità di tempo dal turbomotore a gas).

Agli inizi dello sviluppo indu-

(8) W. J. KEARTON, *Influence of the number of impeller blades on the pressure generated in a centrifugal compressor and its performance*, Proceedings of the Institution of Mech. Eng., London, vol. 124 (1933), pag. 481.

(9) C. KELLER, *Axialgebläse vom Standpunkt der Tragflügeltheorie*, Leeman, Zürich, 1934.

striale dei turbocompressori, che furono inizialmente tutti a palettaggi radiali-centrifughi, vennero adottati dei valori piuttosto bassi per le velocità periferiche esterne dei palettaggi giranti: velocità dell'ordine di appena 100 a 150 m/s. Per potere ottenerne delle pressioni finali di compressione per l'aria dalle 5 alle 7 at, quali richieste dai servizi di miniera, si resero necessari una trentina di gradini di compressione e, quindi, circa trenta elementi in serie per il turbocompressore, che dovette essere ideato, progettato e costruito in più corpi.

Salendo gradatamente a valori dell'ordine dei 200 ai 220 m/s per la velocità periferica esterna del primo elemento della macchina, in base ad una progressiva evoluzione tecnologica, fu possibile, all'inizio degli anni trenta, di ridurre il numero degli elementi occorrenti per detti compressori d'aria sino ad 11, contenendoli in un solo corpo (turbocompressori monocapsulici).

I turbocompressori corredati di palettaggi assiali richiedono, mediamente, un numero di elementi in serie, che è circa tre volte maggiore del numero sufficiente per un turbocompressore a palettaggi radiali-centrifughi, di uguali prestazioni, però con un ingombro per elemento considerevolmente minore.

Il trasporto delle conoscenze e delle acquisizioni della teoria della portanza alare nel campo degli studi sui turbocompressori con palettaggi assiali, principalmente ad opera di C. Keller (9), condusse nel quinquennio 1934-39 alla diffusione di turbocompressori assiali denominati « a vortice libero ».

### Lo sviluppo dei turbocompressori nel quinquennio 1934-1939.

I primi esemplari di buon rendimento, nel campo dei turbocompressori con palettaggi assiali, sono stati quelli ideati e progettati in base al criterio di ottenere una distribuzione uniforme della « circolazione » lungo l'altezza palare e, cioè « a vortice libero », caratterizzati da svergolamenti palari notevoli.

Per conseguire le condizioni funzionali ottimali nei turbocompressori a palettaggi radiali è necessario ben adeguare la velocità di rotazione dell'albero ed il diametro esterno del primo palettaggio girante (nei successivi elementi, i diametri e le altezze assiali dei palettaggi giranti debbono venire gradatamente ridotti, in relazione al progressivo diminuire del volume specifico dell'aria in compressione) al valore della portata fluida in volume all'introduzione del turbocompressore e di adottare la migliore combinazione possibile per i numeri di pale e per gli angoli d'inclinazione del palettaggio girante e di quello fisso (palettaggio diffusore).

Agli inizi degli anni trenta, W. J. KEARTON (8) eseguì delle ricerche, sui turbocompressori a palettaggi radiali-centrifughi, volte a stabilire quale fosse il numero più favorevole, agli effetti del rendimento della macchina, di pale da assegnare alle giranti. Nelle esperimentazioni, egli impiegò giranti con quattro, otto, sedici e 32 pale. Quella con 32 pale presentò un comportamento alquanto anormale. Le prestazioni più favorevoli vennero ottenute con le giranti ad otto ed a sedici pale. Ponendo a base l'ipotesi di ingresso della corrente d'aria senza brusca deviazione nel palettaggio girante, Kearton calcolò i valori del « coefficiente di minorazione della potenzialità teorica » dei palettaggi giranti, da lui posti in esperimentazione, usando la formula consigliata da Aurel Stodola. E pervenne alla conclusione che il coefficiente predetto aumenta di va-

lore all'aumentare della portata d'aria fluente nella girante. Le curve caratteristiche del turbocompressore adoperato in quelle ricerche, tracciate da Kearton in base ai rilievi sperimentali, presentarono quasi tutte una brusca discontinuità in corrispondenza a valori della portata fluida inferiori per circa il 30 % a quello d'erogazione nominale.

Il fenomeno, accertato nelle esperimentazioni di laboratorio, che la deviazione della corrente fluida non corrisponda a quella segnata dagli angoli costruttivi di inclinazione del palettaggio girante, non è la conseguenza di una variazione di pressione, che vi sarebbe indotta da perdite supplementari di energia. Quest'ipotesi presuppone una trasformazione energetica, la quale di fatto non esiste.

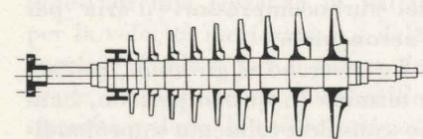


Fig. 1.

Alla fine degli anni trenta le acquisizioni della teoria e quelle della ricerca sperimentale, nel campo dei turbocompressori d'aria a palettaggi radiali-centrifughi erano divenute già tali da consentire l'attuazione di macchine monocapsuliche aventi soltanto nove elementi in serie (cfr. la fig. 1) per ottenerne dei rapporti di compressione complessivi dell'ordine di 1 a 7 ad 1 a 8. Dato che la velocità periferica esterna dei palettaggi giranti è il parametro che definisce l'entità della compressione effettuabile in ciascun elemento del turbocompressore, il valore del rapporto di compressione per elemento di macchina viene progressivamente diminuendo dall'introduzione alla mandata nei turbocompressori radiali-centrifughi e, pertanto, l'utilizzazione vi decresce da elemento ad elemento. Ne segue che i turbocompressori ad un sol corpo, monoalbero, richiedono, proporzionalmente un

numero di elementi maggiore di quello sufficiente per turbocompressori a due o più corpi, nei quali è anche possibile l'adozione di diverse velocità di rotazione per due o più alberi (quelle più adatte per conseguire i più elevati rapporti di compressione parziali). Nei turbocompressori a palettaggi radiali-centrifughi, ad un sol corpo, le ultime giranti non possono venire completamente utilizzate agli effetti della compressione del fluido, come lo consentirebbe, invece, la loro capacità di resistenza strutturale. Interessanti studi e ricerche sperimentali in questo riguardo furono compiuti in Germania, specialmente ad opera di F. KLUGE (10), ed in Svizzera ad opera di B. LENDORFF (11), alla svolta degli anni trenta. Quegli studi e quelle ricerche condussero, fra l'altro, per turbocompressori a palettaggi radiali-centrifughi aventi tre soli elementi in serie, non refrigerati (turbosoffianti), all'affermazione sul piano industriale di costruzioni analoghe a quelle preconizzate da chi scrive all'inizio degli anni trenta [cfr. pag. 116 del trattato, menzionato in (7)] e, cioè, corredate di volute-spirali razionalmente profilate e sviluppate, atte all'ottenimento di diffusioni più graduali e di un più elevato rendimento.

Nel campo dei turbocompressori a palettaggi assiali il periodo degli anni trenta vide la diffusione della teoria di L. Prandtl sui vortici legati, in base alla quale si ritenne di potere sostituire le z-pale di una girante a palettaggio assiale mediante z-spazi riempiti di fluido, attribuendo a questi spazi adatte vorticosità e legandone lo strato vorticoso superficiale con forze equivalenti a quelle intervenienti fra le pale sostituite e la corrente d'aria.

E la progettazione e la costruzione dei turbocompressori assiali

(10) F. KLUGE, *Turbokompressoren zur Drucklufterzeugung*, DEMAG Review, April 1941.

(11) B. LENDORFF, *Neue Turboverdichter mit Zwischenkuhlung*, Escher Wyss Mitt., 1939, n. 1.

venne effettuata basandosi quasi esclusivamente sulle acquisizioni della teoria della portanza alare <sup>(9)</sup> e <sup>(12)</sup>.

*L'evoluzione dei turbocompressori durante il decennio 1940-49.*

Il decennio 1940-49 è stato caratterizzato da un considerevole approfondimento delle indagini fluidodinamiche sui singoli organi dei turbocompressori, compresi quelli accessori: tenute, supporti, raccordi tubolari, ecc. Nel settore dei turbocompressori con palettaggi radiali-centrifughi sono state approfondite le ricerche, iniziate nel decennio precedente, e vi sono state affiancate sperimentazioni indirizzate a particolari obiettivi di ricerca. Chi scrive vi ha contribuito con ricerche sperimentali eseguite, prevalentemente, con una installazione a carattere semi-universale, attuata, con i modesti mezzi a disposizione nel periodo della seconda guerra mondiale, nel Laboratorio-Ricerche Pneumatiche dell'Istituto di Macchine, da lui diretto, e nella quale <sup>(13)</sup> è stato possibile indagare il comportamento di singoli elementi di macchina e ricavare utili indicazioni sperimentali per il proporzionamento e per il perfezionamento del sistema diffusore-condotti di ritorno per turbocompressori e per turbosoffianti della categoria in considerazione.

Cospicui sono stati i perfezionamenti raggiunti a seguito di sistematiche sperimentazioni, volte ad indagare il problema della diffusione intermedia e collegata refrigerazione intermedia dell'aria in compressione in macchine a palettaggi radiali-centrifughi disposti in più corpi (turbocompressori pluricapsulici), ed a ricercare quale sia il valore fluidodinamicamente ottimale per il numero dei refrigeratori intermedi dell'aria.

Sono state perfezionate ed affi-

<sup>(12)</sup> W. TRAUPEL, *Neue allgemeine Theorie der mehrstufigen axialen Turbomaschinen*, Zürich, 1942.

<sup>(13)</sup> M. MEDICI, *Ricerche sul comportamento funzionale delle turbopneumofore*, Ricerche d'Ingegneria (1942) n. 5.

nate le profilazioni dei condotti di raccordo in andata ed in ritorno fra il turbocompressore ed i vari refrigeranti intermedi e sino ai palettaggi interessati, in guisa da contenere al massimo le perdite d'energia e le cadute pneumatiche. Senza modificazioni notevoli per l'aspetto esterno della macchina, l'affinamento degli organi interni e la più razionale sagomazione dei raccordi predetti hanno consentito cospicui aumenti per le prestazioni e per i rendimenti ottenibili; in specie, si è ottenuta un'estensione del campo d'applicazione industriale per questa categoria di turbocompressori.

Durante il periodo della seconda guerra mondiale l'attività dei ricercatori, specialmente di quelli britannici e statunitensi <sup>(14)</sup> a <sup>(20)</sup>, che hanno potuto disporre di ingenti finanziamenti, è stata molto intensa, specialmente nel settore dei turbocompressori d'aria per l'aeronautica.

Le ricerche e gli studi, portati a termine in questo periodo, hanno considerevolmente approfondite le conoscenze scientifiche del ramo ed hanno potenziato lo sviluppo dei turbocompressori per gli impianti motori a gas sia nelle applicazioni aeronautiche (turbo-reactori per gli aerei) e sia nel campo degli impianti terrestri e per la locomozione ferroviaria e marittima. Gli studi e le ricerche sperimentali in questa direzione

<sup>(14)</sup> A. R. HOWELL, *The present basis of axial flow compressor design*, Reports and memoranda, n. 2095, 1942.

<sup>(15)</sup> S. A. MOSS, *Gas turbines and turbosuperchargers*, Transactions of ASME, vol. 66 (1944), pagg. 351 a 371.

<sup>(16)</sup> K. CAMPBELL and J. E. TALBERT, *Some advantages and limitations of centrifugal and axial compressors*, SAE-Journal, vol. 53 (1945), pagg. 607 a 620.

<sup>(17)</sup> A. J. PENN, *The design and operation of superchargers*, English Electric Journal, vol. X (1945), n. 11, pagg. 223 a 227.

<sup>(18)</sup> A. H. CHURCH, *Centrifugal pumps and blowers*, John Wiley and Sons, 1944.

<sup>(19)</sup> O. ZWEIFEL, *The spacing of turbomachine blading, especially with large angular deflections*, BBC-Review, vol. 32 (1945), n. 12, pagg. 436 e 444.

<sup>(20)</sup> S. M. and H. E. BOGDONOFF, *Blade design data for axial flow fans and compressors*, NACA ACR, n. L5 F07a, July 1945.

sono continuate sistematicamente nei due decenni, seguiti alla fine della seconda guerra mondiale.

*Il perfezionamento e lo sviluppo dei turbocompressori durante il quindicennio 1950-1965.*

Gli studi più recenti hanno quasi tutti preso lo spunto da una iniziativa di Bowen volta ad utilizzare i risultati delle ricerche su schiere di profili alari, adatti per i palettaggi assiali dei turbocompressori, secondo una regola dedotta da CONSTANT <sup>(21)</sup> e si è venuta elaborando quella teoria, che è stata designata la « *radial equilibrium theory* » (la teoria dell'equilibrio radiale) e che ha condotto ad una parziale revisione delle teorie precedenti, anche per il fatto che l'adozione del modello di corrente « *a vortice libero* » importa qualche difficoltà costruttiva a causa dell'ingente svergolamento richiesto per pale piuttosto lunghe, fatte funzionare in un campo di moto a simmetria cilindrica. Dalle acquisizioni degli studi e delle ricerche effettuate <sup>(22)</sup> a <sup>(36)</sup> è emerso che l'aumento del-

<sup>(21)</sup> H. CONSTANT and others, *Lectures on the development of the british gas turbine jet-unit*, Institution of Mech. Eng., London, 1947.

<sup>(22)</sup> C. CONCORDIA and G. K. CARTER, *D-C Network-Analyzer determination of fluid flow pattern in a centrifugal impeller*, Journal of applied Mechan., vol. 14 (1947), A-113 to A-118.

<sup>(23)</sup> TODD, *Practical aspects of cascade wind tunnel research*, The Institution of Mech. Eng. Proceedings, vol. 147 (1947).

<sup>(24)</sup> A. D. S. CARTER, *Three-dimensional flow theories for axial compressors and turbines*, The Institution of Mech. Eng. Proceedings, vol. 159 (1948).

<sup>(25)</sup> F. E. MARBLE, *The flow of a perfect fluid through an axial turbomachine with prescribed blade loading*, Journal of the Aeronautical Sciences, vol. 15 (1948), n. 8.

<sup>(26)</sup> H. REISSNER, *Blade systems of circular arrangement in steady compressible flow*, Courant Anniversary volume, New York, 1948.

<sup>(27)</sup> CHUNG HUA WU and L. WOLFENSTEIN, *Application of radial equilibrium condition to axial-flow compressors and turbines design*, Report NACA, n. 955, 1950.

<sup>(28)</sup> C. MORTARINO, *Esperimenti su di una schiera di palettaggi per compressore*, L'Aerotecnica, vol. XXX (1950), n. 2 (Aprile), pagg. 59 a 72.

la pressione, in ciascuno degli elementi di un turbocompressore avente palettaggi assiali, può essere distribuito in vario modo fra il palettaggio girante e quello fisso. L'elemento della macchina

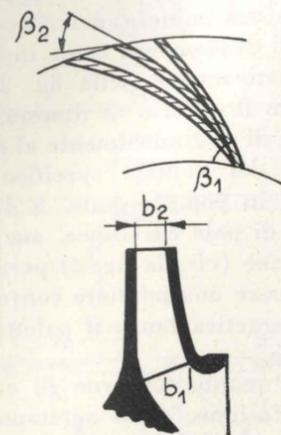


Fig. 2.

può, quindi, funzionare con gradi di reazione differenti e, persino superiori all'unità, nel quale ultimo caso la corrente fluida in compressione subisce un acceleramento lungo il palettaggio fisso e l'inerte deviazione angolare.

<sup>(29)</sup> C. FERRARI, *Sulla teoria delle schiere di profili alari*, Rendiconti dell'Accademia Nazionale dei Lincei, Serie VIII, vol. III, fasc. 5-6.

<sup>(30)</sup> I. D. STANITZ, *Some theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial and mixed-flow centrifugal compressors*, Transactions of ASME, vol. 75 (1952), pagg. 473 a 497.

<sup>(31)</sup> C. H. WU, *A general theory of three-dimensional flow in subsonic and supersonic turbomachines of axial, radial and mixed-flow types*, Trans. of ASME, vol. 75 (1952), pagg. 1363 a 1380.

<sup>(32)</sup> H. JEH, *The development of cascade profiles for high subsonic potential flows*, Journal of aeronautical Science, vol. 19 (1952), n. 9, pag. 630.

<sup>(33)</sup> C. A. MCGREGOR, *Two-dimensional losses in turbine blades*, Journal of Aeronautical Science, vol. 19 (1952), n. 6, pag. 404.

<sup>(34)</sup> G. JARRE, *Compressori assiali di elevato rendimento; compressori a vortice libero*, Monografie Scientifiche d'Aeronautica, 1952, n. 12 (settembre).

<sup>(35)</sup> N. H. KEMP and W. R. SEARS, *Aerodynamic interference between moving blade-rows*, Journal of Aeronautical Science, vol. 20 (1953), n. 9, pag. 585.

<sup>(36)</sup> A. D. S. CARTER, *NGTE Pyestock (GB), The postwar development of the axial compressor in Great Britain*, « Comptes rendus des journées internationales des Sciences Aeronautiques », Paris, may 1957.

L'andamento delle curve caratteristiche del funzionamento del turbocompressore (curve: pressioni-portate fluide e rendimenti-portate fluide a velocità di rotazione costante) varia considerevolmente al variare del grado di reazione con il quale funzionano gli elementi del turbocompressore. Per ciascun valore del grado di reazione, esiste una configurazione ed un passo palare di massimo rendimento <sup>(37)</sup>, per i quali, cioè, sono minime le perdite d'energia. È stato, inoltre accertato che, in linea generale, quanto più elevato è il valore del grado di reazione con cui viene fatto funzionare l'elemento della macchina, tanto maggiore è il suo numero caratteristico di flusso.

Se si pone a base della trattazione teorica, per un elemento generico del turbocompressore, l'ipotesi di una costanza di valore per la velocità meridiana  $c_m$  della corrente fluida e per il valore del grado di reazione dal piede all'estremità palare, il valore ottimale per il grado di reazione è uguale a 0,5 <sup>(37)</sup>. Ma, l'adozione di un palettaggio con grado di reazione costante ed uguale a 0,5 richiede l'aggiunta di un palettaggio distributore a monte del primo elemento e di un palettaggio direttore per la corrente fluida a valle dell'ultimo elemento del turbocompressore, affinché si possa ottenere una corretta conduzione della corrente.

Sono, quindi, adoperati anche palettaggi a circolazione costante, i quali possono essere di due categorie:

(a) ad ingresso assiale per la corrente fluida nel palettaggio girante (mediante il valore del grado di reazione è allora 0,85).

(b) a scarico assiale per la corrente fluida dal palettaggio girante (il grado di reazione è, per questi palettaggi, maggiore dell'unità; in media 1,15).

<sup>(37)</sup> M. MEDICI, *Contributo al perfezionamento di una teoria pluridimensionale per le turbomacchine a fluido*, La Ricerca Scientifica, anno 28° (1958), n. 6.

Coi palettaggi a grado di reazione costante lungo tutta l'altezza palare ed uguale a 0,5 si ottiene il valore più basso per la velocità relativa  $w_1$  di flusso della corrente all'ingresso nella corona palare girante e questa è una circostanza vantaggiosa nei riguardi del margine di sicurezza e di distanziamento rispetto alla velocità critica o sonora (di propagazione delle onde sonore nel mezzo) ed alla formazione d'onde d'urto con gli inerenti distacchi fluidi e le perdite energetiche relative. Inoltre, si consegue il valore più alto per l'altezza manometrica ottenibile (pressione) per elemento della macchina, ad ugual valore per la velocità di rotazione  $n$  e per la velocità periferica  $u$  ( $= \pi n \cdot D$ ).

Se, però, sono richiesti un più appiattito andamento per le curve caratteristiche pressioni-portate ad  $n = \text{cost.}$ , un più remoto limite di pompaggio ed una più vasta zona di regolabilità della macchina, può convenire di dare la preferenza ad elementi operanti con un grado di reazione superiore ad 1. Palettaggi assiali funzionanti con un grado di reazione uguale ad 1,15 sono stati sviluppati dall'Ufficio Studi e Ricerche dell'ESCHER WYSS <sup>(38)</sup> per le turbosoffianti di

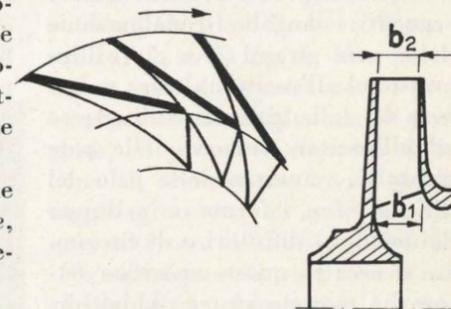


Fig. 3.

gas d'altoforno, per termocompressori di vapore, per turbocompressori per gas nitrosi e per altre applicazioni industriali, caratterizzate da regimi di funzionamento molto variabili per lunghe durate di tempo. Analoghi risultati

<sup>(38)</sup> W. GUT, *Etude comparative des pertes relatives et de la caractéristique d'un étage de compresseur axial*, Escher Wyss Druckschrift, n. 22016.

sono per altro ottenibili con turbocompressori a palettaggi registrabili di posizione in marcia, sia per le corone palari giranti, sia per quelle distributrici, ed operanti con grado di reazione costante lungo tutta l'altezza palare ed uguale a 0,5.

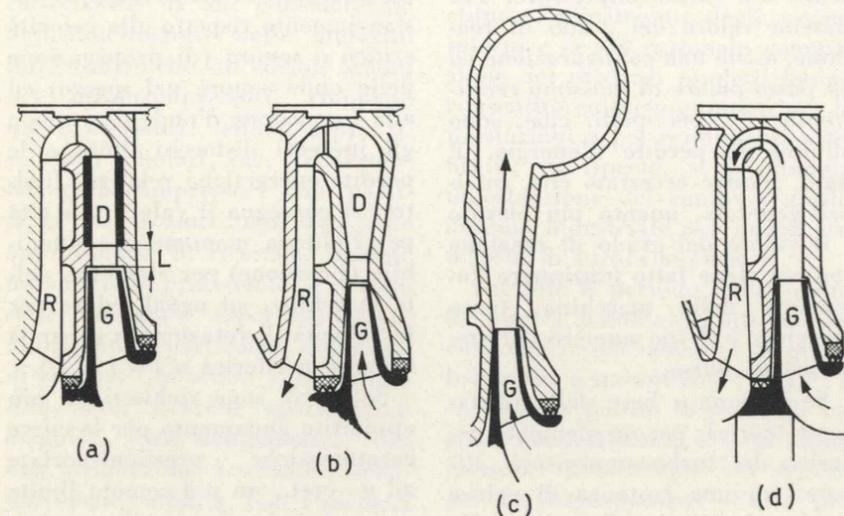


Fig. 4.

Per quanto concerne i turbocompressori aventi palettaggi radiali, nel campo delle velocità di flusso subsoniche, le prestazioni (pressioni e portate fluide) ottenibili per elemento della macchina, dipendono da numerosi parametri, dei quali i più importanti sono i seguenti: angoli d'inclinazione delle pale giranti  $\beta_1$  e  $\beta_2$  (all'ingresso ed all'uscita), altezze palari  $b_1$  e  $b_2$  della girante (all'ingresso ed all'uscita), numero delle pale giranti  $z_G$ , numero delle pale del diffusore  $z_D$ , forma e sviluppo dei condotti diffusori e di ritorno.

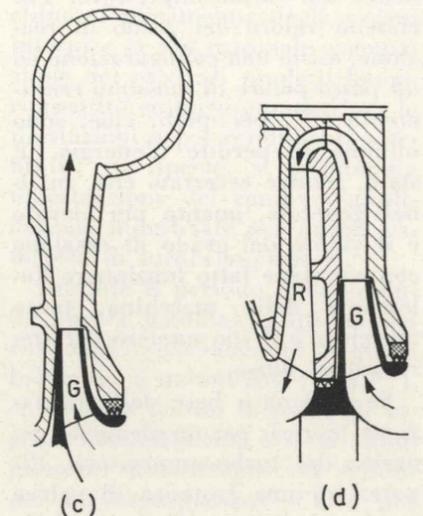
La ricerca in questo specifico settore ha puntato su tre obiettivi:

- 1) accertare quale è l'influenza specifica del numero delle pale e stabilire quale è la combinazione ottimale per il numero delle pale giranti e per quello del diffusore<sup>(39)</sup>.

- 2) accertare quale è l'influenza specifica dei valori angolari  $\beta_1$

<sup>(39)</sup> M. MEDICI, *Untersuchung von Beschleunigungen fuer Turboverdichter radialer Bauart*, Rivista Brennstoff, Waerme, Kraft, vol. 12 (1960), n. 3 (5 marzo 1960), pagg. 115 a 118.

e  $\beta_2$  e quale è la migliore legge di variazione per questi angoli nei diversi elementi di un turbocompressore multiplo a palettaggi radiali, in maniera da non dovere ridurre i valori delle altezze palari  $b_1$  e  $b_2$  (e dipendentemente i valori delle altezze  $b_3$ ,  $b_4$  ecc. de-



gli organi di diffusione) al disotto di valori, che conferiscono buone conformazioni ai condotti giranti, dei diffusori ed a quelli di ritorno<sup>(40)</sup>.

- 3) escogitare le modifiche più opportune da apportare ai palettaggi giranti ed a quelli fissi (dei condotti diffusori e di quelli di ritorno) se la corrente fluida in compressione trascina in sospensione delle impurezze oppure delle particelle solide.

Dai risultati delle ricerche, sinora condotte a termine, è emersa l'opportunità di orientarsi, nella progettazione dei turbocompressori aventi palettaggi radiali, verso soluzioni alquanto differenti, a seconda delle esigenze specifiche richieste dalle condizioni di esercizio ed a seconda dei requisiti da assolvere per la conversione energetica nella corrente fluente in ciascun elemento o gruppo di elementi della macchina.

Per quanto attiene alle giranti, in linea generale, è apparso con-

<sup>(40)</sup> Le ricerche aventi quest'obbiettivo sono già state programmate vari anni or sono e sono in corso di attuazione.

veniente di orientarsi verso l'adozione di valori differenti per l'angolo  $\beta_2$  d'inclinazione all'uscita del palettaggio girante nei diversi gruppi di elementi del turbocompressore e, precisamente, un valore maggiore nei primi elementi e, via via minore nei successivi gruppi di elementi, come indicato schematicamente nella fig. 2, seguendo il criterio di diminuire il valore di  $\beta_2$  gradualmente al diminuire del volume specifico del fluido in compressione. E l'adozione di pale curvilinee, anziché rettilinee (cfr. la fig. 3) permette di attuare una migliore conversione energetica lungo il palettaggio girante.

Per quanto concerne gli organi di diffusione, se si adottano dei diffusori palettati, occorre prevedere una zona cilindrica libera  $L$  sufficientemente ampia fra il palettaggio della girante  $G$  e quello del diffusore  $D$ , come segnato nel-

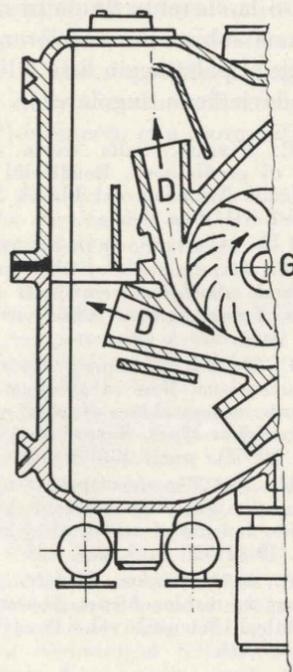


Fig. 5.

la fig. 4. In essa, la soluzione (a) comporta l'adozione di pareti parallele per la delimitazione laterale, in direzione assiale, del palettaggio del diffusore  $D$  e l'impiego di un raddrizzatore conico-divergente  $R$ , anch'esso palettato, nel condotto di ritorno della corrente fluida verso l'asse principale

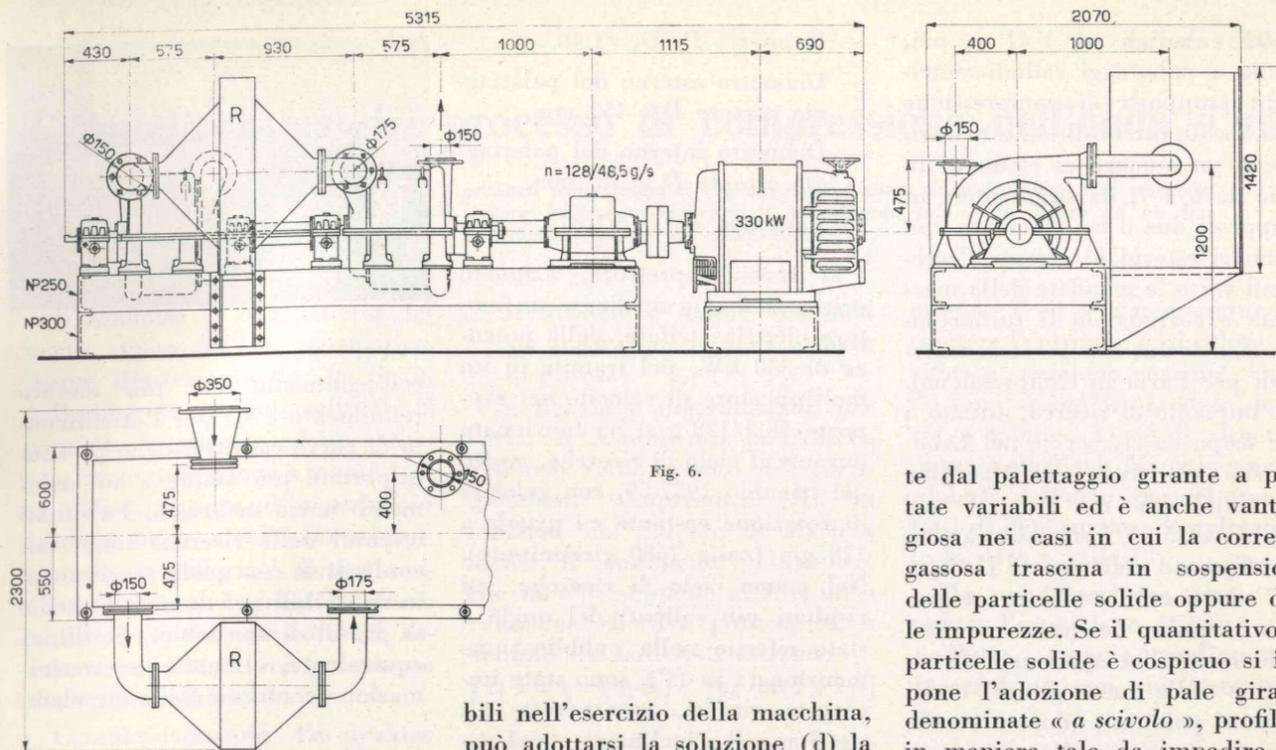


Fig. 6.

della macchina. Questa soluzione dà luogo, in generale, ad una buona conversione energetica in seno alla corrente fluida, nella zona di utilizzazione industriale del turbocompressore, contigua alla condizione di funzionamento, che viene posta a base della progettazione della macchina. Le pale del diffusore  $D$  sono, abitualmente, delle pale rettilinee, mentre quelle del raddrizzatore  $R$  sono sempre curvilinee. La soluzione (b) comporta, invece, l'adozione di un diffusore  $D$  a pareti laterali divergenti (diffusore di forma conico-divergente) e di un raddrizzatore  $R$  a profilazione anche conico-divergente. Con questa soluzione, sia le pale del diffusore, sia quelle del raddrizzatore sono a profilazione curvilinea. La soluzione (c) prevede, invece, l'adozione di una voluta-spirale con disposizione asimmetrica e con un ampio raccordo a profilazione conica verso la girante. Entrambe le soluzioni (b) e (c) possono dare una conversione energetica ottimale, se ben progettate.

Se si tratta di correnti gassose, fluenti ad elevate velocità e le cui portate siano sensibilmente varia-

bili nell'esercizio della macchina, può adottarsi la soluzione (d) la quale comporta l'assenza di un palettaggio fra l'uscita della girante e l'ingresso della corrente gassosa nel palettaggio del raddrizzatore  $R$ . Questa soluzione può implicare una più bassa conversione dell'energia cinetica in energia di pressione in seno alla corrente fluida (a meno di dare una buona profilazione conico-convergente al tronco relativo alla deviazione di  $180^\circ$  per la corrente gassosa), però essa evita le perdite per brusche deviazioni nella corrente fluida uscen-

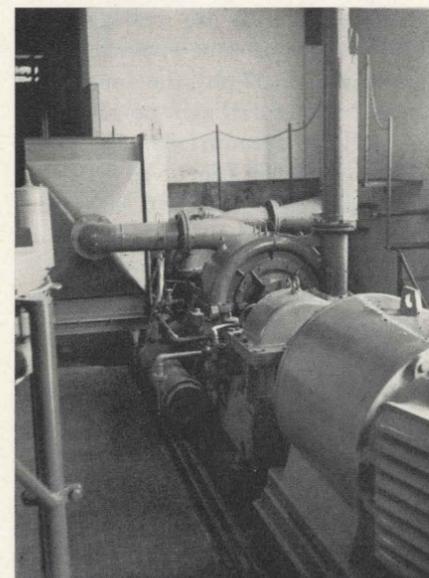


Fig. 7.

te dal palettaggio girante a portate variabili ed è anche vantaggiosa nei casi in cui la corrente gassosa trascina in sospensione delle particelle solide oppure delle impurezze. Se il quantitativo di particelle solide è cospicuo si impone l'adozione di pale giranti denominate « a scivolo », profilate in maniera tale da impedire gli accumuli delle particelle solide nelle ruote giranti del turbocompressore.

La maggiore decelerazione per la corrente fluida e, quindi, la più elevata trasformazione dell'energia cinetica in pressione, sembra che possa essere ottenuta mediante l'adozione di diffusori multipli non palettati, di forma conico-divergente ed a sezioni di forma circolare, secondo una soluzione brevettata Oerlikon-Escher Wyss, raffigurata nella fig. 5. Una particolare cura deve esser posta, prescegliendo questa soluzione di progetto, al proporzionamento della zona di transizione fra il palettaggio girante (con pale curvilinee) ed i vari diffusori multipli  $D$ .

L'esperienza costruttiva e d'impiego, fatta nel corso del decennio 1956-65, conduce a potere affermare che, se le portate d'aria da comprimere sono superiori ad  $1,7 \text{ m}^3/\text{s}$  (e, cioè, superiori ai 60 mila  $\text{m}^3/\text{h}$ ) e se il rapporto di compressione richiesto non supera il valore di 4,5, conviene prevedere l'adozione di turbocompressori aventi palettaggi assiali. Per portate d'aria inferiori e per rapporti di compressione più elevati possono meglio rispondere le soluzioni miste a palettaggi assiali per

la BP e radiali per l'AP e, poi, quella a palettaggi radiali-centrifughi (rapporti di compressione da 6,5 a 10, ottenibili odieramente con un numero di elementi in serie da 6 a 7, da suddividere in gruppi di due o tre elementi, con diametri esterni di girante decrescenti verso la mandata della macchina e corredando il turbocompressore di due refrigeratori intermedi per l'aria in compressione). L'impianto di ricerca, attuato a tale scopo da chi scrive nel Laboratorio dell'Istituto di Macchine dell'Università di Padova, nel biennio 1955-56, è schematicamente raffigurato nella fig. 6. Le figure 7 ed 8 sono due vedute fotografiche, riprese nel corso di una delle molteplici operazioni di ricambio delle ruote giranti e dei diffusori palettati, adoperati nelle ricerche sinora condotte a termine ed elaborate (fig. 9).

Il turbocompressore, progettato in maniera da consentire le sperimentazioni programmate, ha le seguenti caratteristiche costruttive:

- numero complessivo di elementi, dislocati in serie (due gruppi di 4)=8 (montati in due corpi di macchina, disposti su un'unica linea d'albero).
- Diametro esterno  $D_4$  del diffusore palettato=680 mm.
- Diametro interno  $D_3$  del diffusore palettato=460 mm.

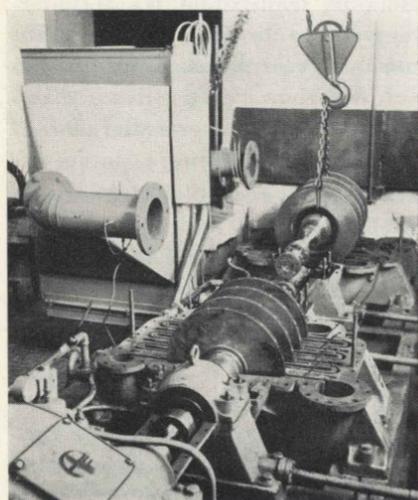


Fig. 8.

- Rapporto  $D_4/D_3=1,48$ .
- Diametro esterno del palettaggio girante  $D_2=450$  mm.
- Diametro interno del palettaggio girante  $D_1=240$  mm.
- Rapporto  $D_2/D_1=1,875$ .

Il turbocompressore, azionato originariamente mediante un motore elettrico trifase, della potenza di 330 kW, per tramite di un moltiplicatore di velocità nel rapporto 48,5/128 g/s, ha funzionato durante il ciclo di ricerche, svolto nel triennio 1957-59, con velocità di rotazione costante ed uguale a 128 g/s (ossia 7680 giri/minuto). Nel primo ciclo di ricerche, sui risultati più salienti del quale è stato riferito nella pubblicazione menzionata in (39), sono state impiegate giranti, aventi tutte gli stessi angoli d'inclinazione per palettaggio girante, precisamente:

$$\beta_1=28^\circ \text{ e } \beta_2=53^\circ 30'$$

$$\left(\text{quindi: } \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = 40^\circ 45'\right)$$

e le stesse altezze assiali di paletatura:

$$b_2=15 - 13,5 - 12 - 10,8 - 10,1 - 9 - 8,6 \text{ ed } 8 \text{ mm.}$$

$$b_1=26 - 23,5 - 21 - 19 - 17,5 - 16 - 15 \text{ e } 14 \text{ mm.}$$

e diffusori palettati con pareti laterali parallele ( $b_3=b_4$ ).

Fra i due corpi della macchina è stato inserito un refrigeratore dell'aria avente una superficie trasmittente di 17 m<sup>2</sup>. Le bocche di introduzione dell'aria nei due corpi del turbocompressore hanno i diametri di 350 (corpo di BP) e di 175 mm (corpo di AP); le bocche di mandata dei due corpi hanno un diametro di 150 mm.

Nelle ricerche, di cui alla pubblicazione (39) sono stati variati sistematicamente soltanto il numero delle pale giranti (12, 16, 20 e 24 pale) e quello delle pale del diffusore (23, 27 e 33 pale) e vi sono stati sottoposti a ricerca anche diffusori non palettati. Sono state ricercate le combinazioni ottimali per i due palettaggi: quello girante e quello fisso, sia per il

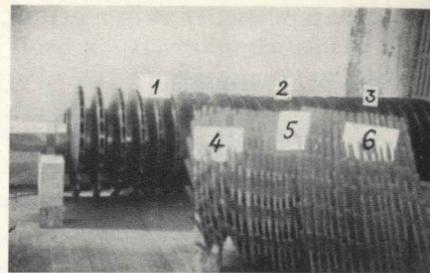


Fig. 9.

conseguimento del più elevato rendimento e sia per l'ottenimento di curve caratteristiche pressioni-portate più ampie e ad andamento meno incurvato. I risultati ottenuti nelle ricerche sono stati confrontati con quelli teoricamente deducibili per il numero ottimale di profili di una schiera rettilinea equivalente, ottenuta per trasformazione conforme dalla circolare.

#### Conclusione.

Il complesso dei perfezionamenti conseguiti nel campo della progettazione e della costruzione dei turbocompressori, durante il quarantennio 1925-1965, mediante cospicue acquisizioni scientifiche e notevoli migliorie tecniche e tecnologiche, può giudicarsi veramente imponente. Questi perfezionamenti hanno reso possibile l'avvento dei turboreattori in campo aeronautico e la travolgente affermazione degli aviogetti, dapprima nell'aviazione militare, indi in quella civile. Essi hanno segnato anche varie, notevoli tappe di progresso per i turbocompressori nelle più svariate applicazioni industriali e la loro crescente affermazione sul piano dell'economia industriale. Appare, tuttavia, auspicabile un ulteriore gradino di progresso nel campo scientifico-tecnico: l'elaborazione di procedimenti di calcolo maggiormente affinati e che riescano a trarre profitto ed a meglio coordinare le acquisizioni delle diverse teorie attuali: quella dell'equilibrio radiale, la teoria dell'effetto cascata e la teoria dello strato limite.

Mario Medici

Ordinario di Macchine nell'Università di Padova

## Termodinamica del processo di compressione nell'onda d'urto

GIANNI JARRE illustra come i processi termodinamici che avvengono entro un'onda d'urto con viscosità e conducibilità termica possano essere facilmente interpretati assimilando tale onda d'urto ad un impianto termico di compressione.

Il condotto di una galleria del vento supersonica è schematicamente illustrato in fig. 1a. Se la galleria è di tipo intermittente il condotto è collegato ad un serbatoio in sovrappressione a monte (vena soffiata) oppure ad un serbatoio in depressione a valle (vena aspirata); se la galleria è di tipo continuo, invece dei serbatoi occorre installare un compressore ed ancora un radiatore refrigerante se il circuito è chiuso.

Complessivamente l'evoluzione nel condotto equivale ad una laminazione dell'aria, la quale non perde energia ma acquista sola entropia.

L'irreversibilità dell'evoluzione nel condotto è sostanzialmente concentrata nella compressione per urto nel secondo ugello, dove il flusso supersonico diventa subsonico; l'ulteriore decelerazione, tutta subsonica, avviene nel divergente finale.

Le evoluzioni nel condotto possono ora essere materializzate come evoluzioni attraverso un complesso di macchine (fig. 1b): il primo ugello diventa una turbina (T), che possiamo supporre di rendimento = 1; il secondo ugello diventa un compressore a due stadi: lo stadio transonico (K), con rendimento sicuramente < 1, e lo stadio subsonico che invece possiamo supporre ancora di rendimento = 1. L'isolamento termico e meccanico del condotto si traduce, in schema, nell'accoppiamento autonomo turbina-compressori.

Sopravalutiamo ora la perdita concentrata del compressore transonico (K), ammettendo pessimisticamente che, nel condotto effettivo:

— l'onda d'urto sia retta;

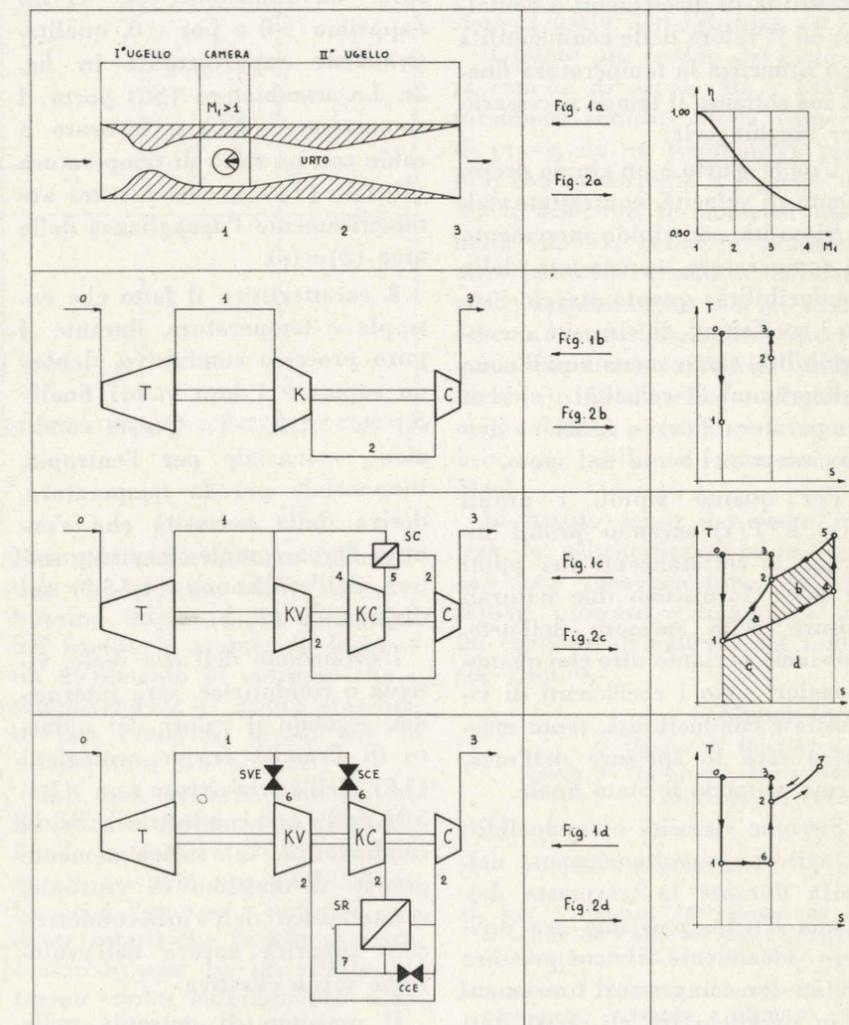
— la velocità a monte dell'onda sia ancora quella della camera di prova.

In fig. 2a è diagrammato, per l'aria, il rendimento politropico dell'urto retto, ovvero del corrispondente compressore (K), in funzione del numero di Mach a monte. Il rendimento politropico, che non presuppone affatto un'evoluzione effettiva politropica, è definito dai soli stati estremi:

$$(1) 1 - \eta = (S_2 - S_1) / [c_p \ln(T_2/T_1)]$$

essendo T ed S la temperatura assoluta e l'entropia,  $c_p$  il calore specifico a pressione costante. Quando sono assegnati: lo stato dell'aria a monte (1) ed il rispettivo numero di Mach  $M_1$ , le equazioni globali dell'urto permettono infatti di determinare completamente lo stato a valle (2).

Ma per descrivere, punto per punto, l'evoluzione effettiva (1-2) dell'urto, occorre analizzare il meccanismo con cui viscosità e



Figg. 1 e 2

conducibilità producono l'incremento di entropia ( $S_2-S_1$ ), cioè producono la perdita di rendimento ( $1-\eta$ ) del compressore transonico ( $K$ ). In fig. 2b sono indicate le evoluzioni isentropiche (0-1) nella turbina ( $T$ ), e (2-3) nel compressore subsonico ( $C$ ); manca l'evoluzione (1-2) nel compressore ( $K$ ).

Soltanto l'azione dissipativa della viscosità e della conducibilità può spiegare il formarsi di un salto di entropia; ma il valore di tale salto non dipende dai valori dei coefficienti di viscosità e di conducibilità. Non c'è contraddizione: in un calorimetro la temperatura finale è la media, ponderata alle capacità termiche, delle temperature iniziali; ma se la temperatura finale, così calcolata, viene raggiunta, è soltanto grazie alla conducibilità degli elementi a contatto; ed il valore delle conducibilità non influenza la temperatura finale, ma soltanto il tempo necessario per raggiungerla.

L'onda d'urto è un ripido decremento di velocità, contrastato dalla viscosità, con ripido incremento di temperatura, contrastato dalla conducibilità: quanto maggiori sono i coefficienti di viscosità e conducibilità, tanto meno ripidi sono i diagrammi di velocità  $u(x)$  e di temperatura  $T(x)$  in funzione dell'ascissa  $x$  nel senso del moto.

Per quanto ripidi, i profili  $u(x)$  e  $T(x)$  saranno profili inflessi; le sottotangenti nei punti di flesso forniscono due naturali misure dello spessore dell'urto. Possiamo pertanto dire che quanto maggiori sono i coefficienti di viscosità e conducibilità, tanto maggiore sarà lo spessore dell'urto, fermo restando lo stato finale.

Siccome viscosità e conducibilità agiscono simultaneamente nell'aria durante la traversata dell'onda d'urto, possiamo ora dividere idealmente il compressore ( $K$ ) in due compressori funzionanti in parallelo fra gli stessi stati estremi (fig. 1c): nel compressore

( $KV$ ) fluisce l'« aria-viscosa », nel compressore ( $KC$ ) fluisce l'« aria conduttrice »; la ripartizione di portata dipende dal rapporto (viscosità) / (conducibilità), cioè dal numero di Prandtl.

Nel compressore ( $KV$ ) le azioni d'attrito viscoso dissipano continuamente energia man mano la compressione procede; ne risulta un'evoluzione con  $dT/dS > 0$ , qualitativamente rappresentata in fig. 2c, dove l'area ( $a+c$ ) rappresenta l'energia dissipata dalla viscosità.

Nel compressore ( $KC$ ) la conducibilità crea un flusso di calore dagli stadi finali, più caldi, agli stadi iniziali, più freddi; si può schematizzare tale processo con un compressore isentropico ( $KC$ ) inserito fra le due facce di uno scambiatore di calore ( $SC$ ); ne risulta un'evoluzione con  $dT/dS$  dapprima  $> 0$  e poi  $< 0$ , qualitativamente rappresentata in fig. 2c. Lo scambiatore ( $SC$ ) porta il compressore ( $KC$ ) a lavorare a caldo con un salto di temperatura ( $T_5-T_4$ ) = ( $T_2-T_1$ ), che assicura automaticamente l'uguaglianza delle aree ( $b$ ) = ( $c$ ).

È caratteristico il fatto che entropia e temperatura, durante il puro processo conduttivo, debbono superare i loro valori finali:  $S_4 = S_5 > S_2$ ;  $T_5 > T_2$ . Questa condizione, essenziale per l'entropia, inessenziale per la temperatura, deriva dalla necessità che s'annulli l'area complessivamente sottesa dall'evoluzione (1-4-5-2) sul diagramma ( $T, S$ ).

L'evoluzione dell'aria reale, viscosa e conduttrice, sarà intermedia, secondo il valore del numero di Prandtl, fra le evoluzioni (1-2) dell'« aria-viscosa » e (1-4-5-2) dell'« aria-conduttrice ». Se la conducibilità è sufficientemente grande il massimo di entropia, caratteristico dell'« aria-conduttrice » apparirà ancora nell'evoluzione mista effettiva.

Il massimo di entropia nella traversata dell'urto fu rivelato da

M. Roy [1] e discusso da J. Ackert [2] nel piano ( $S, x$ ); soltanto la discussione nel piano ( $T, S$ ) ne mostra la semplice ed essenziale natura termodinamica.

Riassumendo gli effetti analizzati, possiamo dire che:

- nel compressore ( $KV$ ) l'entropia dell'« aria-viscosa » cresce soltanto da  $S_1$  a  $S_2$  (effetto irreversibile);
- nello scambiatore ( $SC$ ) l'entropia dell'« aria-conduttrice » cresce da  $S_1$  a  $S_2$  (effetto irreversibile) ed inoltre oscilla da  $S_2$  a  $S_{max}$  a  $S_2$  (effetto reversibile).

Uno schema semplice che riproduce tali effetti, separandoli completamente, è illustrato in fig. 1d: i due compressori ( $KV$ ) e ( $KC$ ) sono isentropici, ma preceduti da valvole di laminazione ( $SVE$ ) e ( $SCE$ ) nelle quali sono concentrati gli uguali incrementi irreversibili di entropia  $S_2-S_1$ ; in serie dopo il compressore ( $KC$ ) è inserito uno scambiatore reversibile ( $SR$ ) in cui si succedono, con salto infinitesimo di temperatura, la faccia fredda e la faccia calda; in parallelo a tale scambiatore è installata la valvola di by-pass ( $CCE$ ) che, con la sua maggiore o minore apertura, consente di ridurre o amplificare il va-e-vieni reversibile di entropia.

Osserviamo ora sulla fig. 2c che approssimativamente l'uguaglianza delle aree ( $b$ ) = ( $c$ ) comporta:  $T_1 (S_2-S_1) \cong (T_2-T_1) (S_{max}-S_2)$  e, per la (1):  $(1-\eta) \cong (S_{max}-S_2)/c_p$ ; cioè al crescere del numero di Mach non solo cresce l'incremento irreversibile di entropia ( $S_2-S_1$ ), ma cresce pure l'ampiezza dell'ulteriore oscillazione reversibile di entropia ( $S_{max}-S_2$ ).

Sullo schema di fig. 1d l'aumento del numero di Mach equivale alla simultanea progressiva chiusura delle tre valvole ( $SVE$ ), ( $SCE$ ), ( $CCE$ ); le prime due debbono sempre realizzare uguale la-

minazione, la terza deve dare una ripartizione di portate, circuitata e cortocircuitata nello scambiatore, tale da realizzare il voluto valore massimo dell'entropia  $S_{max}$ .

Abbiamo così materializzato l'operazione fondamentale della termodinamica dei processi irreversibili che, dall'analisi delle equazioni del moto e dell'energia

primo termine è la Sorgente Viscosa di Entropia, materializzata nella valvola laminatrice ( $SVE$ ) il secondo termine è la Sorgente Conduttrice di Entropia, materializzata nella valvola laminatrice ( $SCE$ ); i primi due termini sono positivi in quanto descrivono fenomeni irreversibili; il terzo termine è la Corrente Conduttrice di

no ( $T, S$ ), le evoluzioni dell'« aria-viscosa » ( $\lambda=0$ ), e dell'« aria-conduttrice » ( $\mu=0$ ) in un condotto alimentato a 300°K e 1 ata (stato 0), con ugelli profilati per raggiungere  $M_1=2,50$ . Le evoluzioni sono analoghe a quelle schematiche di fig. 2c, ed è evidente la compensazione effettiva delle aree ( $b$ ) = ( $c$ ).

L'aria reale ( $c_p\mu/\lambda$  = numero di Prandtl = 3/4) subisce effettivamente un'evoluzione intermedia che ancora presenta il massimo di entropia.

La laminazione complessiva nel condotto (0-3) dimezza isotermicamente la pressione. Il compressore subsonico (2-3) lavora con basso rapporto di compressione 0,500/0,417; molto più elevato è il rapporto 0,417/0,059 del compressore transonico (1-2).

Ancor maggiore, e maggiore del prodotto, è il rapporto di espansione 1/0,059 della turbina (0-1).

Il punto più freddo del ciclo è la camera di prova. Ma i 133°K sarebbero indicati, nella camera di prova, da un termometro mobile con la corrente a numero di Mach 2,50; un termometro fisso nella camera, come in qualsiasi altro punto del condotto, indicherebbe sensibilmente 300°K; nello schema con turbomacchine invece un termometro all'uscita della turbina indicherebbe effettivamente 133°K; sarebbe però sensibilmente nullo il numero di Mach.

In questo senso dev'essere intesa la schematizzazione « statica » con turbomacchine, dell'effettivo processo « dinamico » in un condotto di galleria del vento supersonica.

Gianni Jarre

Ordinario di Gasdinamica  
Scuola di Ingegneria Aerospaziale  
Politecnico di Torino

#### BIBLIOGRAFIA

- M. ROY - *Analyse énergétique de la structure de l'onde de choc*, Comptes Rendus Ac. Sc. 251 (1960).
- J. ACKERET - *The role of entropy in the aero-space sciences*, Advances in Aeron. Sciences, Proc. II I.C.A.S., Zürich, Sept. 1960, vol. 3 (1962).

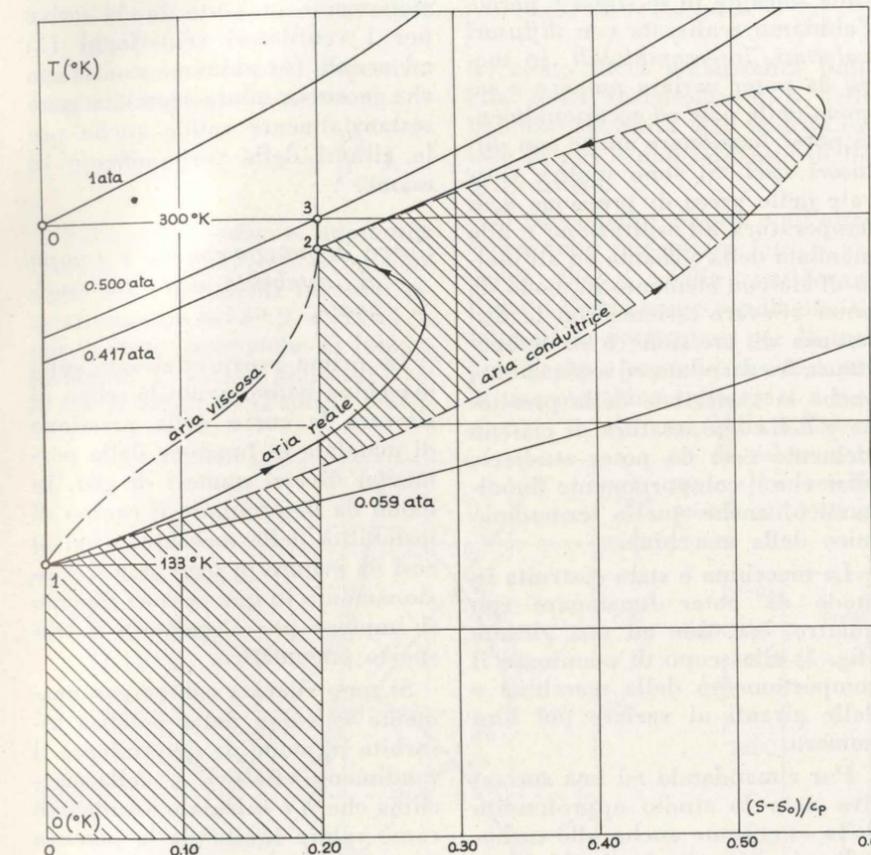


Fig. 3

per gas viscosi e conduttori in moto unidimensionale, deriva il seguente bilancio entropico:

$$(2) \quad qu \frac{dS}{dx} = \frac{4}{3} \frac{\mu}{T} \left( \frac{du}{dx} \right)^2 + \frac{\lambda}{T^2} \left( \frac{dT}{dx} \right)^2 + \frac{d}{dx} \left[ \frac{\lambda}{T} \frac{dT}{dx} \right]$$

$qu$  è il valore costante della portata in massa per unità di sezione;  $\mu$  è il coefficiente di viscosità tangenziale (moltiplicato per 4/3, secondo Stokes, perché attraverso l'urto sono eccitati sforzi normali e non tangenziali);  $\lambda$  è la conducibilità termica.

A secondo membro della (2) il

Entropia, materializzata dalla valvola di by-pass ( $CCE$ ); il terzo termine, integrato fino ai confini del campo in esame, dà luogo a un incremento di entropia che è semplicemente il calore scambiato con l'esterno, diviso per la temperatura di scambio.

Nel caso dell'urto, dato che all'infinito a monte e a valle dell'onda la temperatura è uniforme, questo scambio reversibile di calore con l'esterno è nullo; è evidente infatti che il gruppo scambiatore-by-pass ha un effetto integrale nullo sull'impianto schematizzato in fig. 1d.

In fig. 3 sono illustrate, nel pia-

# Le turbosoffianti centrifughe e gli impianti di trasporto pneumatico

IGINO TESSARI in questa nota riferisce i primi risultati delle ricerche effettuate su di una soffiante centrifuga che aziona un impianto di trasporto pneumatico realizzato dall'Istituto di Macchine della Università di Trieste allo scopo di approfondire le indagini su questi tipi di trasportatori.

## Generalità.

Abbiamo a suo tempo esaminato il comportamento dei compressori alternativi a più salti (1) negli impianti metaniferi e quello dei compressori rotativi a palette (2) per l'alimentazione degli impianti di fucinazione, fonderia, ecc.

Diamo ora i primi risultati delle ricerche sulla utilizzazione di una turbosoffiante centrifuga in un impianto di trasporto pneumatico che può funzionare sia in aspirazione che in compressione.

La turbosoffiante (fig. 1) realizzata per il nostro impianto è una macchina a quattro giranti in serie azionata, attraverso un moltiplicatore di giri, da un motore dinamometrico a corrente continua in modo da poter soddisfare, con il variare del numero di giri, alle esigenze di portata e di prevalenza che le diverse lunghezze e disposizioni del circuito di ricerca e tipo di materiale da trasportare possono richiedere, consentendo anche di misurare la potenza assorbita dall'impianto di trasporto oggetto di indagine (fig. 2).

Pur rimandando ad una successiva nota lo studio approfondito della estensione anche alle turbosoffianti dei criteri di classificazione, dei diagrammi di proporzionamento e delle curve di funzionamento proposte da chi scrive per i ventilatori centrifughi (3) ed assiali (4) abbiamo constatato che le curve allora tracciate sono sostanzialmente valide anche per le giranti della turbosoffiante in esame.

pianto di trasporto pneumatico abbiamo ritenuto utili le indagini sulla soffiante in se stessa e perciò l'abbiamo realizzata con diffusori palettati, intercambiabili, in modo da poter variare numero e sagoma delle pale ed eccezionalmente poter funzionare anche con diffusori lisci. Si sono inoltre ricavate delle prese di pressione e di temperatura all'aspirazione e alla mandata della soffiante ed all'uscita di ciascun elemento in modo da poter rilevare assieme con la differenza di pressione e di temperatura fra mandata ed aspirazione, anche la variazione della pressione e della temperatura di ciascun elemento così da poter studiare, oltre che il comportamento fluidodinamico della macchina.

La macchina è stata costruita in modo da poter funzionare con quattro, tre, due ed una girante (fig. 3) allo scopo di esaminare il comportamento della macchina e delle giranti al variare del loro numero.

Pur rimandando ad una successiva nota lo studio approfondito della estensione anche alle turbosoffianti dei criteri di classifica-

zione, dei diagrammi di proporzionamento e delle curve di funzionamento proposte da chi scrive per i ventilatori centrifughi (3) ed assiali (4) abbiamo constatato che le curve allora tracciate sono sostanzialmente valide anche per le giranti della turbosoffiante in esame.

## Curve di funzionamento e campo di instabilità della turbosoffiante.

Le prime prove effettuate sulla macchina hanno avuto lo scopo di rilevare le curve della pressione di mandata in funzione della portata ai diversi numeri di giri, in modo da determinare il campo di instabilità della macchina (fig. 4) così da evitare in ogni caso il funzionamento in questa zona quando si impiega per alimentare il trasporto pneumatico.

Si sono rilevate contemporaneamente le curve della potenza assorbita in modo da determinare il rendimento effettivo  $\eta_e$  della macchina che si è calcolato assumendo come valore limite sia la potenza isoterma che quella adiabatica e

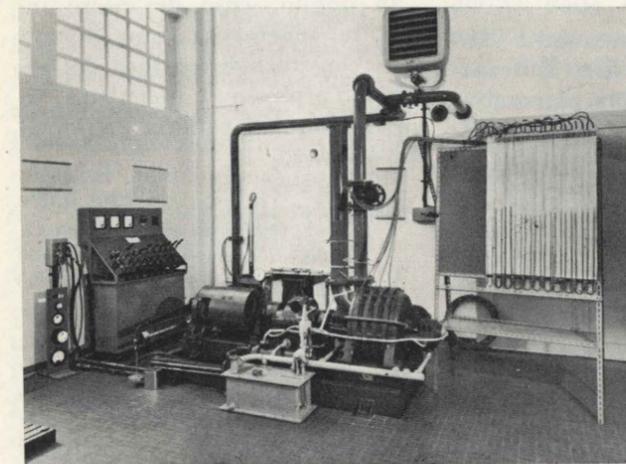


Fig. 1 - Turbosoffiante con moltiplicatore di giri e motore dinamometrico a c.c., reostato, prese di temperatura, di pressione, misuratore di portata e quadro manometri.

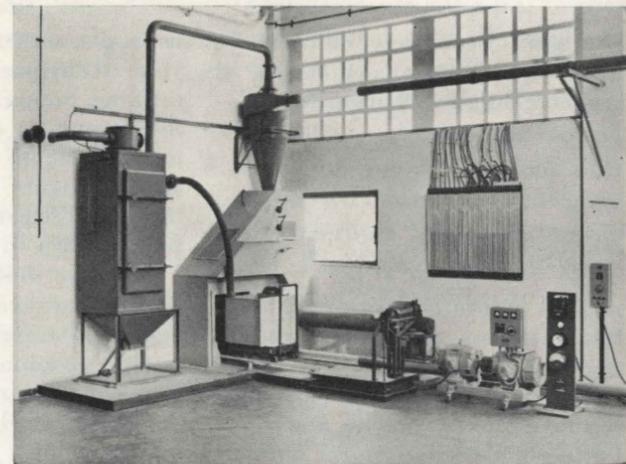


Fig. 2 - Impianto di trasporto pneumatico con ciclone separatore, filtro e bilancia per la misura della portata di materiale e gruppo di conversione per l'azionamento del dosatore rotativo.

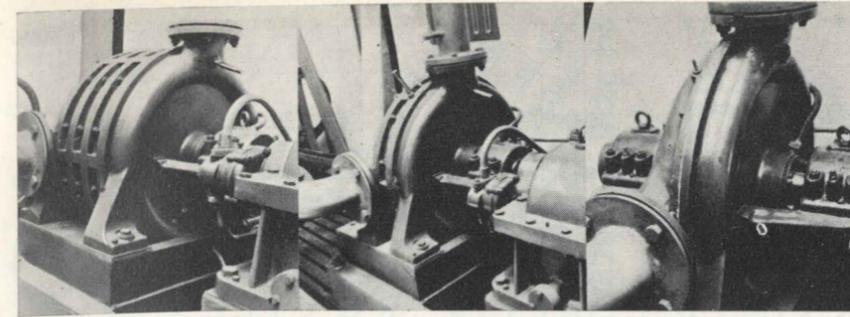


Fig. 3 - Fotografia della turbosoffiante con quattro, due ed una girante.

che ha nei due casi rispettivamente la seguente espressione:

$$\eta_{eis} = \frac{P_{is}}{P_{ass}} ; \eta_{ead} = \frac{P_{ad}}{P_{ass}}$$

Nella nostra soffiante adottando l'una o l'altra espressione si sono avuti dei rendimenti massimi rispettivamente del 49 % e del 52 % per la stessa condizione di funzionamento. Il valore piuttosto basso del rendimento si spiega tenen-

do conto della potenzialità limitata della turbosoffiante e della potenza assorbita dal moltiplicatore di giri e dall'impianto di lubrificazione.

Il riferimento all'una o all'altra espressione può essere fatto a seconda che si voglia considerare l'una o l'altra come condizione limite ed in particolare per la turbosoffiante a seconda che si tratti di una macchina refrigerata o meno. Alla differenza di valore formale dei rendimenti suddetti si

può dare un significato analogo a quello che si riscontra nei generatori di vapore a seconda che si fa riferimento al potere calorifico superiore o inferiore del combustibile.

## Curve delle pressioni e diagramma entropico della turbosoffiante.

Il rilievo della pressione e della temperatura alla aspirazione, alla mandata della soffiante ed all'uscita dei singoli elementi, ha consentito di tracciare, per un determinato numero di giri, le pressioni all'uscita dei successivi elementi (fig. 5) ed inoltre le differenze di pressione  $\Delta p_i$  ( $i=1,2,3,4$ ) realizzabili in ciascuno di essi (fig. 6). Risulta da detto diagramma che il  $\Delta p$  di ciascun elemento va via via aumentando dal primo all'ultimo e ciò in conformità al progressivo aumento delle pressioni e quindi del peso specifico dell'aria. Si nota un minor aumento di pressione nel passaggio dal secondo al terzo elemento forse dovuto a maggiori attriti o a depositi di

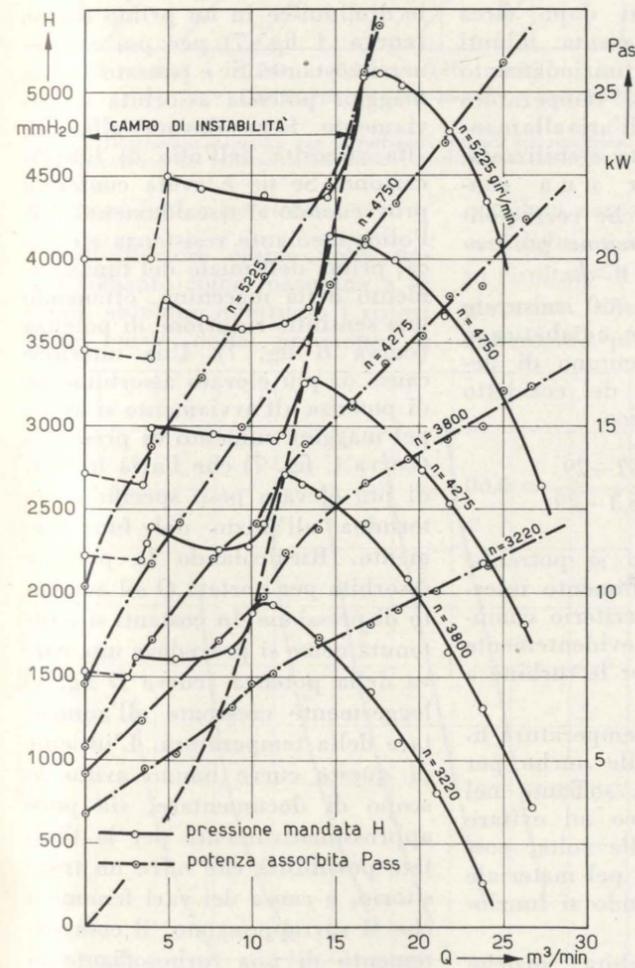


Fig. 4 - Curve della pressione e della potenza al variare della portata per diversi numeri di giri della soffiante e relativo campo di instabilità.

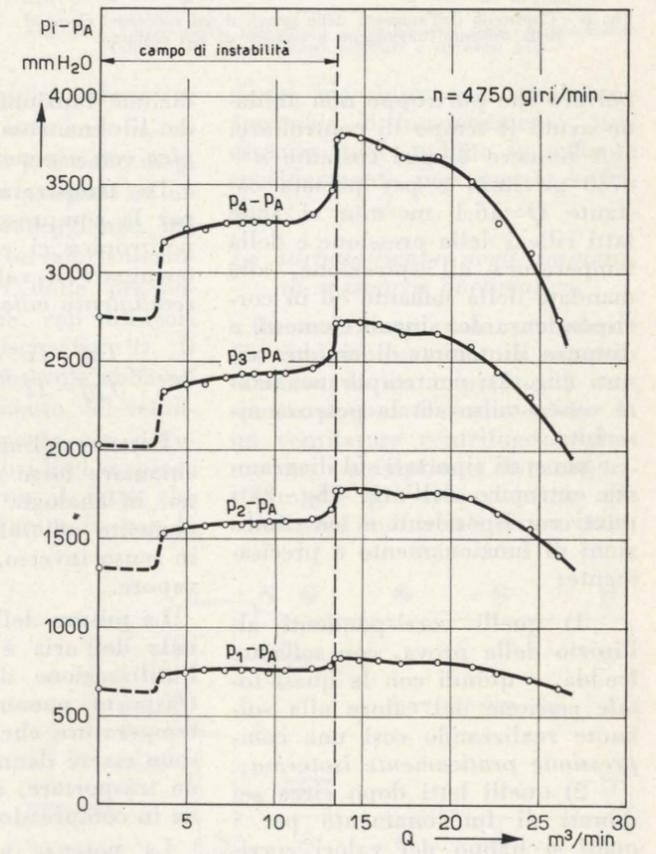


Fig. 5 - Curve delle pressioni, al variare della portata, all'uscita dei successivi elementi.

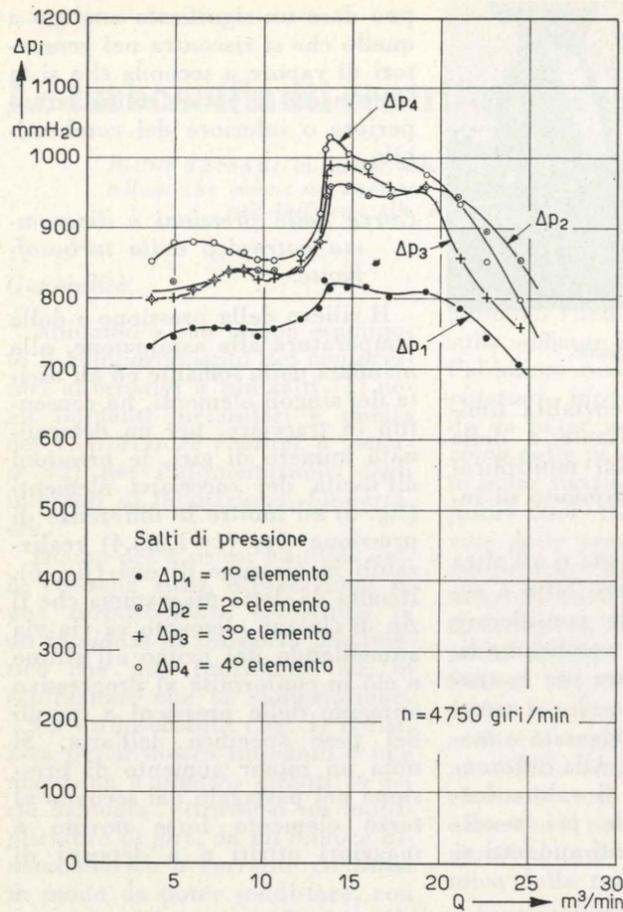


Fig. 6 - Confronto dell'aumento delle pressioni nei successivi elementi della soffiante funzionante a numero di giri costante.

polvere che purtroppo non abbiano avuto il tempo di controllare.

A numero di giri costante  $n=4750$  giri/min e per portata costante  $Q=16,1$  mc/min si sono fatti rilievi della pressione e della temperatura all'aspirazione, alla mandata della soffiante ed in corrispondenza dei singoli elementi a distanza di tempo di cinque minuti (fig. 7); contemporaneamente veniva misurata la potenza assorbita.

Sono stati riportati sul diagramma entropico dell'aria (fig. 8) i punti corrispondenti a tre condizioni di funzionamento e precisamente:

1) quelli corrispondenti all'inizio della prova, con soffiante fredda, e quindi con la quasi totale cessione del calore alla soffiante realizzando così una compressione praticamente isoterma;

2) quelli letti dopo circa sei minuti di funzionamento per i quali si hanno dei valori corrispondenti ad una compressione isentropica o adiabatica.

3) quelli rilevati dopo circa quaranta minuti di funzionamento con temperatura dell'aria alla mandata stabilizzata, per una condizione funzionale che corrisponde ad una compressione politropica con esponente  $n > k$ .

Le temperature così misurate per la compressione adiabatica e politropica ci consentono di determinare il valore del cosiddetto rendimento adiabatico

$$\eta_{ad} = \frac{T_{af} - T_i}{T_{pf} - T_i} = \frac{57 - 29}{75,3 - 29} = 0,60$$

Detto rendimento si potrebbe chiamare forse rendimento interno, in analogia al criterio comunemente adottato, evidentemente in senso inverso, per le turbine a vapore.

La misura della temperatura finale dell'aria è utile anche per l'utilizzazione della soffiante nel trasporto pneumatico ad evitare temperature che, alle volte, possono essere dannose per il materiale da trasportare, quando si funziona in compressione.

La potenza assorbita, anziché aumentare come si prevedeva, nel passare dalla compressione isoter-

mica iniziale alla politropica finale diminuisce in un primo tempo (curva A fig. 7) per poi mantenersi costante. Si è pensato che la maggior potenza assorbita all'avviamento fosse dovuta alla più alta viscosità dell'olio di lubrificazione. Se ne è avuta conferma provvedendo al riscaldamento dell'olio, mediante resistenza elettrica, prima dell'inizio del funzionamento della macchina, ottenendo una sensibile riduzione di potenza (curva B fig. 7). Una ulteriore causa di più elevato assorbimento di potenza all'avviamento si aveva per il maggior aumento di pressione (curva C fig. 7) che l'aria fredda, di più elevato peso specifico, determina all'inizio del funzionamento. Ricalcolando la potenza assorbita per portata  $Q$  ed aumento di pressione  $\Delta p$  costanti si è ottenuta come si prevedeva una curva della potenza (curva D fig. 7) leggermente crescente all'aumentare della temperatura. L'insieme di queste curve hanno avuto lo scopo di documentare, sia pure approssimativamente per le limitate possibilità che offre un transitorio, a causa dei vari fenomeni che si sovrappongono, il comportamento di una turbosoffiante al variare delle condizioni di refrigerazione.

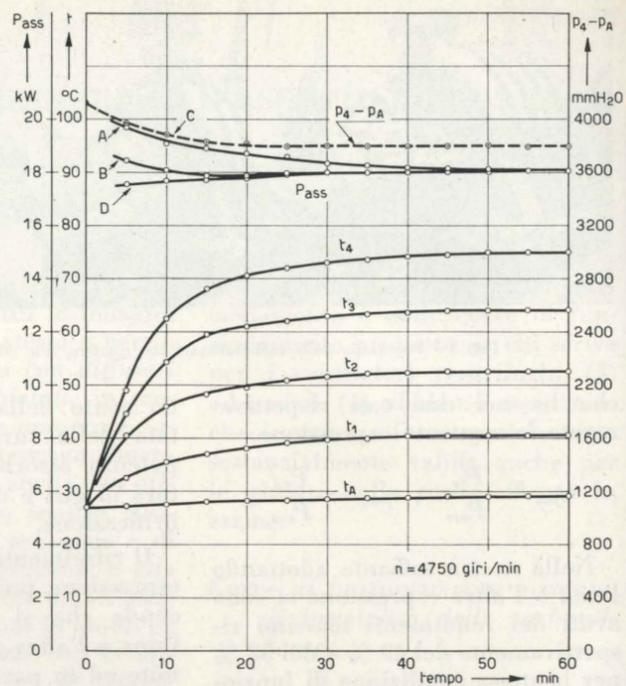


Fig. 7 - Andamento della temperatura nel tempo nei vari elementi della soffiante e potenza assorbita dalla medesima.

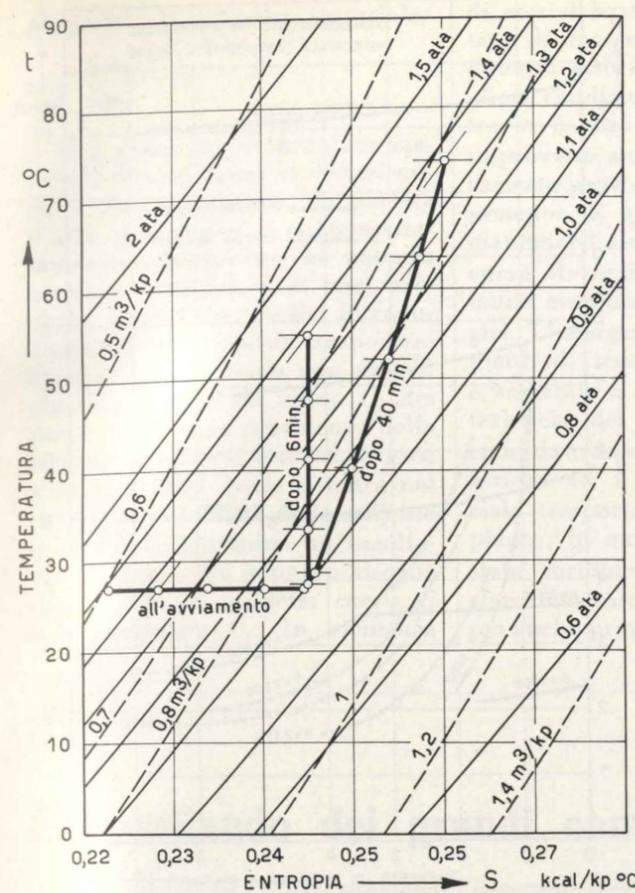


Fig. 8 - Diagramma entropico per la turbosoffiante per tre condizioni di funzionamento: isotermico, adiabatico e politropico con  $n > k$ .

**Diffusori lisci e palettati.**

Nell'ulteriore esame della nostra soffiante come macchina a sè stante abbiamo effettuato i rilievi delle curve della pressione di

mandata con diffusori palettati e con diffusori lisci ottenendo il noto risultato di una pressione maggiore con diffusori palettati ed un andamento più pianeggiante, ma

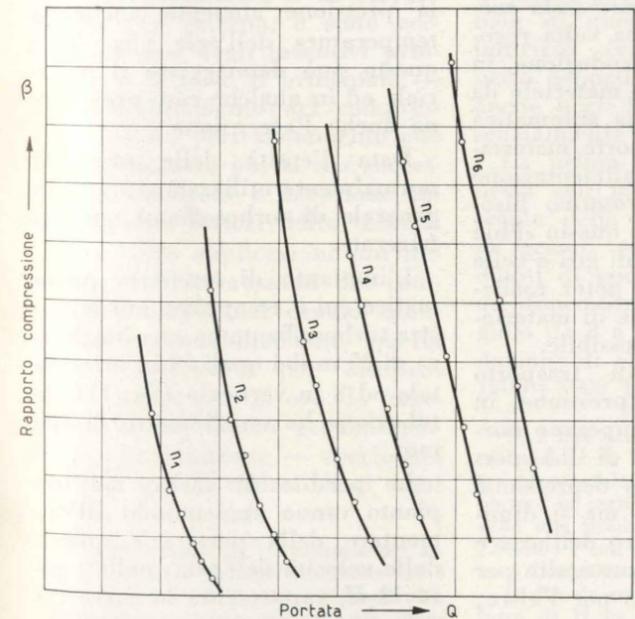


Fig. 10 - Curve del rapporto compressione al variare della portata per un compressore Roots.

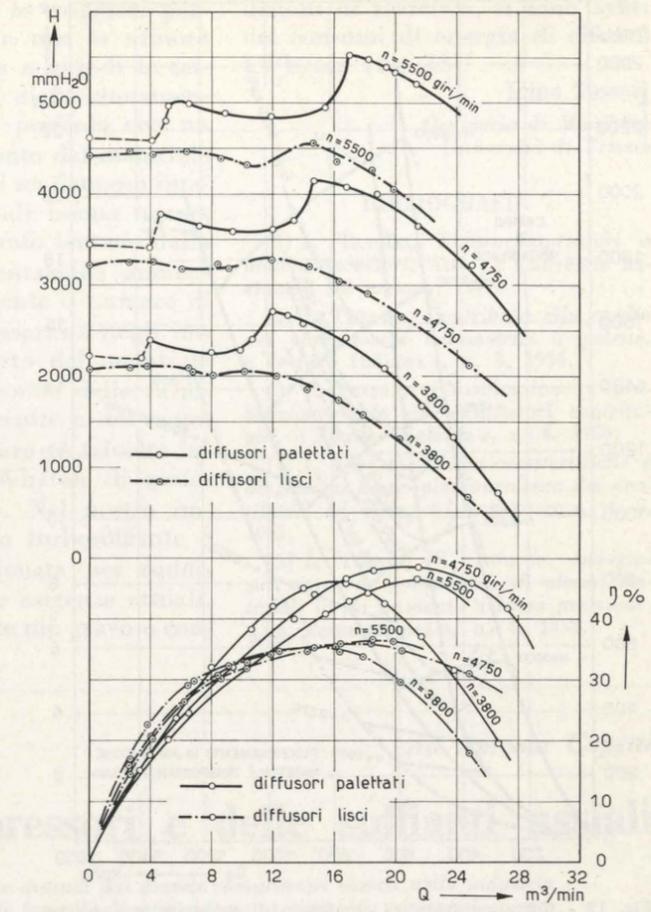


Fig. 9 - Curve della prevalenza e rendimenti della turbosoffiante funzionante con diffusori palettati e diffusori lisci.

convallori inferiori della pressione, con diffusori lisci (fig. 9). Il notevole abbassamento del rendimento con diffusori lisci si spiega con il fatto che questa è, per la

nostra macchina, una condizione anormale di funzionamento, non essendo stata studiata la soffiante specificamente per questo esercizio.

**La turbosoffiante negli impianti di trasporto pneumatico.**

In una nostra nota precedente (5) abbiamo esaminato il comportamento di un impianto di trasporto pneumatico alimentato da un ventilatore centrifugo; vediamo ora un impianto di caratteristiche che più si avvicinano alle condizioni industriali di esercizio.

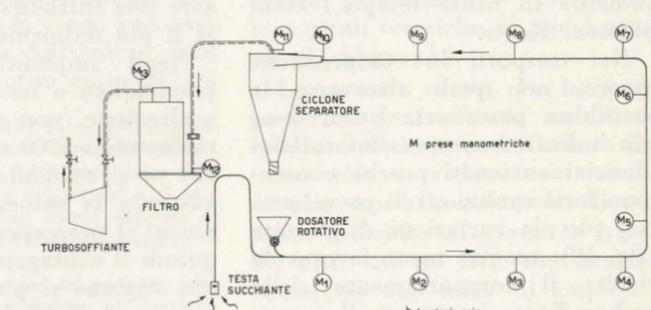


Fig. 10 - Schema impianto di trasporto pneumatico in aspirazione.

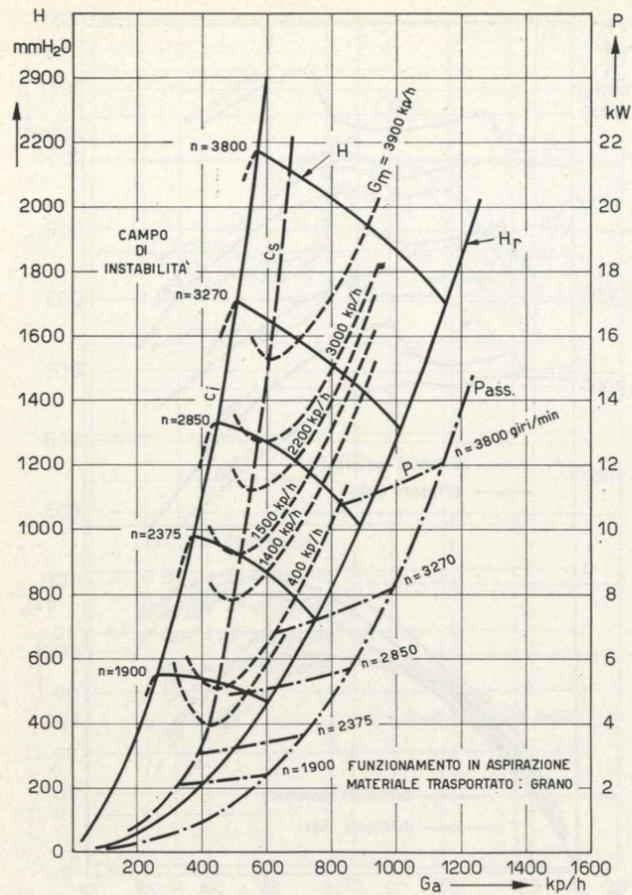


Fig. 12 - Curva resistente, di esercizio e di sedimentazione per un impianto di trasporto pneumatico azionato da una turbosoffiante.

Notiamo anzitutto che le macchine normalmente usate in questi impianti sono di due tipi o *turbosoffianti centrifughe*, a tre o quattro giranti in serie, come nel nostro caso, oppure *compressori rotativi tipo Roots*. Sia l'uno che l'altro tipo di macchina presenta vantaggi e svantaggi. La turbosoffiante è adatta per gli impianti funzionanti in aspirazione in quanto in essa sono limitati i danni che provoca la polvere che l'attraversa, specie se si ha l'avvertenza di adottare velocità periferiche non molto elevate; mentre la stessa polvere danneggerebbe gravemente in breve tempo i compressori Roots.

Nei trasporti in compressione invece, nei quali attraverso la macchina passa aria pura, sono più indicati i compressori rotativi d'anzì menzionati perchè consentono forti variazioni di prevalenza con piccole variazioni di portata (fig. 10); mentre meno favorevole risulta il comportamento della turbosoffiante in quanto il campo di variazione della prevalenza in

essa è molto più limitato e quindi, se non si fa attenzione nell'introdurre il materiale, facilmente si possono avere degli intasamenti.

Con le turbosoffianti si presenta più conveniente la introduzione del materiale mediante *testa succhiante* in quanto una volta regolata la sezione di introduzione, in relazione del tipo di materiale da trasportare, si ha una automatica regolazione del rapporto materiale/aria. Nel caso di alimentazione mediante *dosatore rotativo* bisogna fare in modo che questo abbia un notevole numero di giri e celle piccole in modo da poter realizzare una introduzione di materiale il più uniforme possibile.

Negli impianti di trasporto pneumatico a bassa pressione, in aspirazione, non si superano normalmente i 5000 mm di C.A. perchè se si aumenta la depressione aumenta la velocità, ma si diminuisce il peso specifico dell'aria e quindi il vantaggio conseguito per una ragione si perde per l'altra; in compressione si possono avere pressioni superiori, ma anche qui

non si deve salire troppo perchè, se aumenta il quantitativo di materiale trasportato, aumenta anche la velocità e quindi il danneggiamento del materiale e delle tubazioni. Inoltre con l'aumentare della pressione aumenta anche la temperatura dell'aria (fig. 8) e questo può danneggiare il materiale ed in qualche caso provocare anche l'accensione.

Data l'entità delle pressioni normalmente utilizzate si tratta in generale di turbosoffianti non refrigerate.

L'impianto di trasporto pneumatico cui è accoppiata ora la nostra turbosoffiante ha una lunghezza di 30 m dei quali 22 in orizzontale ed 8 in verticale (fig. 11); la tubazione ha un diametro di 100 mm.

Le perdite di carico nell'impianto vanno aumentando all'aumentare della portata e quindi della velocità dell'aria; nella figura 12 *H<sub>r</sub>* rappresenta la curva resistente del circuito funzionante con sola aria. In questo caso il

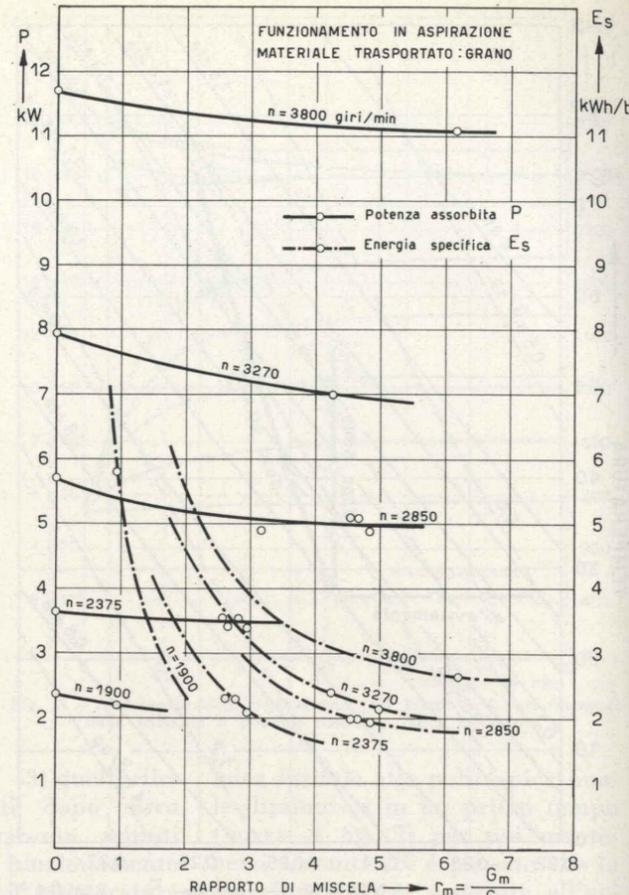


Fig. 13 - Curve della potenza assorbita per la portata di 1 ton/h di materiale al variare del rapporto materiale/aria.

rapporto di miscela materiale/aria  $\frac{G_m}{G_a} = 0$ .

Man mano che si introduce materiale la prevalenza ai diversi numeri di giri aumenta, la portata d'aria diminuisce e contemporaneamente diminuisce la potenza assorbita trattandosi di una macchina centrifuga. Nella introduzione del materiale da trasportare bisogna fare in modo non solo di non raggiungere la curva *C<sub>i</sub>* dei punti di massima prevalenza della soffiante ai diversi numeri di giri, a sinistra della quale si entra nel campo di instabilità della soffiante e quindi si determina un ingolfamento sicuro, ma neppure bisogna raggiungere la cosiddetta *curva di sedimentazione C<sub>s</sub>*. In vicinanza

di essa si hanno le maggiori portate di materiale con la minore potenza assorbita e quindi le migliori condizioni di funzionamento; vi è però il pericolo che un improvviso aumento del materiale caricato provochi un dannoso intasamento. È quindi buona norma mantenersi alquanto lontano dalla curva di sedimentazione aumentando eventualmente il numero di giri. L'energia assorbita negli impianti di trasporto del materiale è variabile a seconda delle caratteristiche del circuito e del materiale da trasportare: è talvolta inferiore ad 1 kWh/ton di materiale trasportato. Nel nostro impianto, in cui la turbosoffiante è stata surdimensionata per soddisfare non solo le esigenze attuali, ma anche previste più gravose con-

dizioni di esercizio, si sono avuti dei consumi di energia di circa 2 kWh/ton (fig. 13).

Igino Tessari  
Ordinario di Macchine  
Università di Trieste

#### BIBLIOGRAFIA

- (1) I. TESSARI, *Elettrocompressori o motocompressori*, Atti VI Convegno nazionale del metano, 1949.
- (2) I. TESSARI, *Contributo allo studio dei compressori volumetrici a palette*, «Tecnica Italiana», n. 3, 1954.
- (3) I. TESSARI, *Classificazione e proporzionamento dei ventilatori centrifughi*, «Tecnica Italiana», n. 4, 1950.
- (4) I. TESSARI, *Curve caratteristiche e diagrammi di proporzionamento dei ventilatori ad elica*, «L'Ingegnere», n. 5, 1952.
- (5) I. TESSARI - R. INDRIGO, *Indagini sul trasporto pneumatico di alcuni materiali in un impianto a bassa pressione*, «La Termotecnica», n. 4, 1958.

Ad Antonio Capetti

## Sul collaudo dei grandi compressori e delle soffianti assiali

OTTAVIO VOCCA, sottolinea l'importanza crescente assunta dai grandi compressori assiali nella industria siderurgica, accenna al disaccordo esistente fra alcune formule di conversione suggerite da autorevoli norme di collaudo straniere. Esamina quindi vari aspetti relativi alla condotta del collaudo di soffianti e compressori, mettendo in luce le difficoltà pratiche che si incontrano nella esatta misura di alcune prestazioni e, in particolare, nella determinazione della curva al limite del pompaggio.

1. — L'avvento della turbina a gas, con la conseguente necessità di realizzare compressori di notevoli prestazioni e di elevato rendimento interno, è stato certamente uno degli incentivi principali — e forse il principale — al perfezionamento del compressore assiale: perfezionamento che ha determinato poi la sua successiva affermazione e diffusione anche in altri settori della tecnica.

Una delle applicazioni più importanti ed interessanti dei compressori assiali nel campo industriale è indubbiamente quella delle «soffianti» per altiforni nelle acciaierie<sup>(1)</sup>, ove le macchine assiali hanno gradualmente, ma rapidamente — specie nel giro di questi ultimi dieci anni

— preso il posto di quelle centrifughe, particolarmente per gli altiforni di elevate produzioni. Le cause principali che sono alla base di questo cambiamento di indirizzo (verificatosi in modo netto dapprima in Europa ed ora anche negli Stati Uniti), sono essenzialmente due.

La prima è direttamente connessa con la concentrazione crescente della produzione di ghisa in grandi complessi siderurgici, dotati di pochi altiforni di enormi dimensioni (diametro del crogiolo da 8 a 10 m circa, con produzione di ghisa dell'ordine delle 1500 ÷ 3000 t/giorno ed oltre)<sup>(2)</sup>.

(2) I due primi alti forni dell'impianto Italsider di Taranto hanno un diametro al crogiolo di 9.144 mm (che sarà portato in seguito a 9.754 mm) e si prevede una produzione annua iniziale di 1.800.000 t con possibilità di aumento fino a 2.400.000 t.

In Russia pare siano in progetto altiforni di 11 m di diametro al crogiolo, con una produzione di oltre 5.000 t/giorno di ghisa.

(1) Ad esempio su 75 compressori assiali di potenza unitaria oscillante fra i 1.500 ed i 16.000 kW, costruiti negli ultimi quindici anni da una grande industria svizzera ben 59 risultano destinati ad impianti siderurgici.

Ciò — malgrado l'aumento della pressione alla bocca del forno — ha portato il numero di giri specifico delle soffianti che li alimentano a valori per i quali i compressori polistadio assiali rappresentano la soluzione nettamente preferibile (e quasi obbligata per i valori più alti), pur se posta a confronto con quella realizzabile con compressori centrifughi a doppio flusso. Tipo, quest'ultimo, ancora in servizio tuttavia in numerosi esemplari — perchè preesistenti — anche nelle centrali termiche di grossi complessi siderurgici.

La seconda causa, che ha fatto preferire le soffianti assiali, è quella dell'elevato rendimento interno, che si traduce ovviamente in una sensibile riduzione di potenza assorbita al giunto e quindi, oltre ad un non trascurabile risparmio sul costo di impianto della motrice del gruppo, anche e soprattutto in un risparmio note-

vole nei consumi di calore, di vapore (se la motrice, come nel caso più frequente, è una turbina a vapore) o anche di energia elettrica, quando — come in qualche caso (3) — la soffiante è accoppiata con motore elettrico. È chiaro come l'aumento delle dimensioni degli alti forni e, di conseguenza, della potenza richiesta dalla soffiante abbiano fatto crescere l'importanza di questo aspetto del problema.

Oltre ai motivi principali ora esposti, un altro — che influenza la preferenza oggi data alle soffianti assiali nelle applicazioni siderurgiche — è forse anche quello dell'andamento più ripido del tratto utile delle curve caratteristiche  $p_2=f(Q_1)$  a giri costanti (4), se confrontato con le corrispondenti di un compressore centrifugo. Tale andamento appare infatti in migliore accordo con la regolazione che è più frequente nell'esercizio normale di un alto forno e che deve realizzare portate di aria all'incirca costanti (5) anche se si verificano variazioni della resistenza determinate dal mutare dell'assetto e dell'assestamento della carica che riempie il forno.

\*\*\*

In connessione, comunque, con le diverse condizioni di funzionamento — a regime o meno — di un altoforno e con le diverse caratteristiche dei minerali impiegate e della loro pezzatura, si deve prevedere che le soffianti siano capaci di funzionare in modo *stabile e sicuro* (6) — e con buon

(3) Frequente, quando si tratta di potenze non grandi, ma eccezionale per potenze elevate (di parecchie migliaia di kW).

(4) Vedere ad esempio le curve caratteristiche delle soffianti di Taranto nella fig. 9 di [1]. Qui, come nel seguito,  $p_2$  indica la pressione assoluta di mandata, mentre con  $Q_1$  e  $p_1$  si indicano la portata volumetrica e la pressione assoluta all'aspirazione.

(5) A parte eventuali « colpi di vento » o variazioni ampie di regime del sistema.

(6) Non si deve dimenticare che la possibilità di improvviso arresto per avaria di una soffiante di altoforno rappresenta un inconveniente — e sarebbe più esatto dire, in questo caso, « un rischio » — di gran lunga più grave di quello rappresentato di solito, ad esempio, dalla improvvisa fermata di un gruppo turbo-alternatore di una centrale elettrica, anche se questo fosse di potenza molto maggiore.

rendimento — in un ampio campo di portate e di pressioni di mandata.

È questo il motivo — ma non il solo — per il quale, specie quando si tratta di grandi soffianti, la soluzione preferita nella maggioranza dei casi è quella di accoppiare la macchina operatrice con una turbina a vapore, in modo da poter variare entro ampi limiti e con continuità la velocità del gruppo e quindi la curva  $p_2=f(Q_1)$  sulla quale si lavora.

A titolo di esempio — e per rendere più agevole il discorso nel seguito — nella fig. 1 sono riportate in linee tratteggiate le curve caratteristiche e quella al limite del pompaggio previste (e contrattuali) per una soffiante che alimenta un altoforno che ha un diametro al crogiolo di 6700 mm e una produzione di oltre 1000 t/giorno di ghisa. Nella stessa figura è segnata la fascia di tolleranza (nell'esempio la tolleranza è pari al  $\pm 2\%$  sul valore della portata) relativa alla curva di pompaggio garantita ed è indicata con linea punteggiata la curva di pompaggio prevista dal progettista. A parte le altre curve (a linea continua) delle quali diremo in seguito, nella figura sono pure indicate con crocette i punti che in sede di ordinazione apparivano di più probabile e (per alcuni di essi) più frequente funzionamento e per i quali, quindi, il contratto prevedeva particolari garanzie (di consumi specifici di calore - kcal/m<sup>3</sup> aspirato - e/o di vapore - kg/m<sup>3</sup> - ovvero di pressioni e portate a determinate ed eccezionali temperature ambientali).

Della fig. 1 ci occuperemo — come detto — anche nei prossimi paragrafi. Gli argomenti che saranno toccati valgono integralmente, non occorre dire, anche per quei compressori assiali con palette statoriche (di alcuni o di tutti gli stadi) a calettamento variabile (7) durante la marcia della macchina [2] [3], che da qualche anno cominciano a diffondersi pure nel settore siderurgico.

(7) Con comando manuale o automatico, asservendo il dispositivo di orientamento delle pale ad un regolatore che è destinato a tenere la portata costantemente pari ad un valore prefissato.

L'accorgimento potrebbe già dare una discreta latitudine della zona di soddisfacente funzionamento anche a velocità di rotazione costante (specie se tutti gli stadi sono a palette statoriche orientabili), ma è chiaro come con questo mezzo possano essere ulteriormente migliorate le prestazioni ed ampliato il campo di stabile funzionamento per una soffiante a velocità variabile, pur se si limita a pochi stadi la orientabilità delle palette. In Italia soffianti di questo tipo sono già in esercizio negli stabilimenti Italsider di Taranto ( $Q_{max} \cong 300.000$  m<sup>3</sup>/h,  $p_2=4,6$  ata ad  $n \cong 3600$  giri/min;  $Q_{min}=85.000$  m<sup>3</sup>/h con  $p_2=2,1$  ata ad  $n \cong 2450$  giri/min;  $P_{max}$  assorbita = 22.300 kW), di Napoli-Bagnoli (n. 11 stadi di cui i primi 4 a pale statoriche orientabili;  $Q_{max} \cong 200.000$  m<sup>3</sup>/h;  $p_2=3,7$  ata ad  $n \cong 4250$  giri/min;  $P_{max} \cong 10.500$  kW) e di Trieste ( $Q=70.000$  m<sup>3</sup>/h;  $p_2=2,8$  ata a 6.650 giri/min;  $P=3070$  kW). Nello stabilimento di Genova-Cornigliano, infine, è in servizio un compressore a pale orientabili per il gas di altoforno alimentante un gruppo turbo-alternatore con turbina a gas: il compressore ha velocità costante di 5940 giri/min ed assorbe la potenza massima di 12.000 kW.

\*\*\*

Le poche e sintetiche notizie esposte fin qui sono utili — per chi non abbia avuta occasione di occuparsi dello specifico settore — per avere una idea delle principali caratteristiche e della importanza assunta dalla applicazione nel campo siderurgico delle soffianti assiali (8). Tuttavia, prima di entrare nell'argomento specifico del collaudo di queste macchine e di occuparci di qualcuno dei problemi che sono ad esso connessi, desidero ancora ricordare che nei soli maggiori stabilimenti della Italsider — a parte i compressori centrifughi preesistenti — sono oggi in esercizio tredici grosse soffianti assiali costruite da quattro diverse Ditte: di esse, nove sono accoppiate con turbine a vapore (3 a Taranto, 2 rispettivamente a Napoli-Bagnoli, a Piombino ed a Genova-Cornigliano), tre sono mosse da turbine a gas (a Trieste) ed una è accoppiata — a mezzo moltiplicatore ad ingranaggi — con un motore elettrico sincrono da 10 MW (a Napoli).

(8) Vedere nota (1).

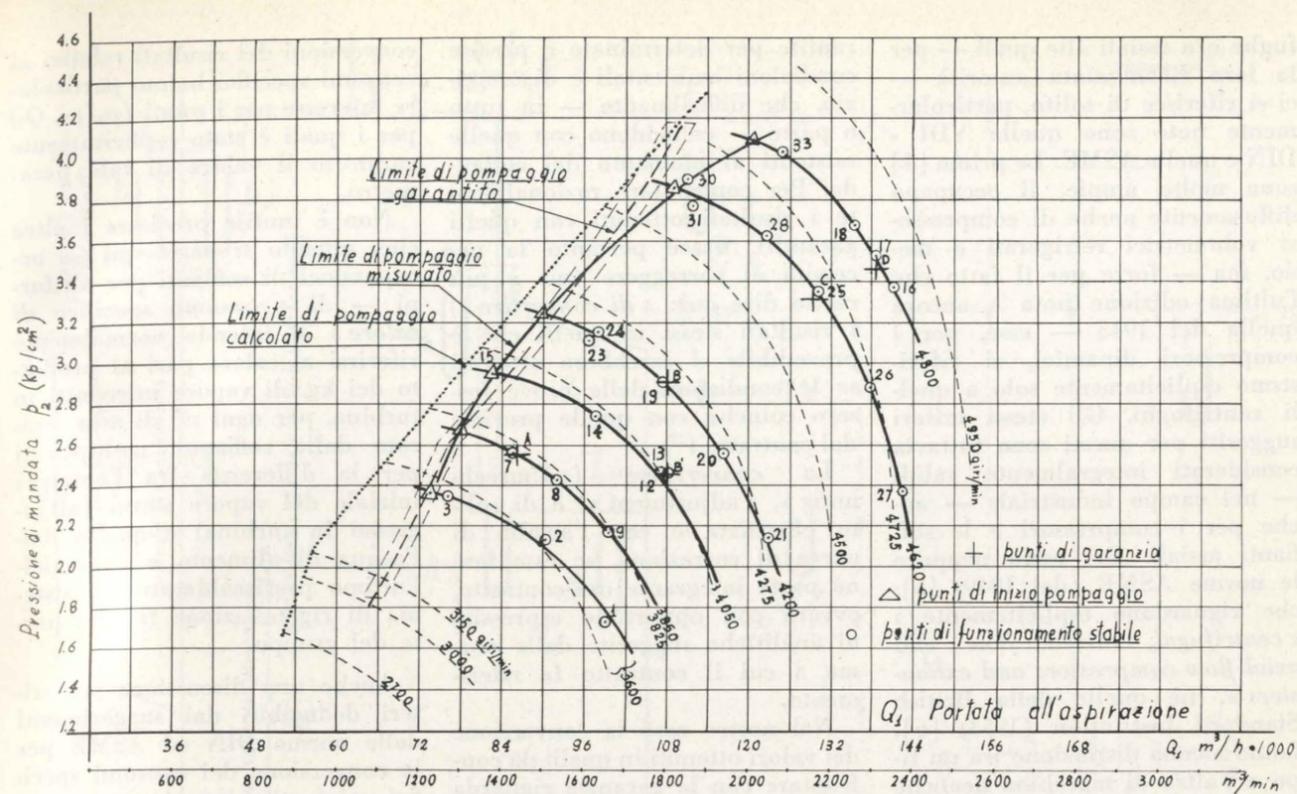


Fig. 1.

giano), tre sono mosse da turbine a gas (a Trieste) ed una è accoppiata — a mezzo moltiplicatore ad ingranaggi — con un motore elettrico sincrono da 10 MW (a Napoli).

2. — Diversamente da ciò che accade per quanto riguarda generatori di vapore, turbine a vapore e relativi ausiliari, grandi motori diesel, pompe di notevole potenza, turbine a gas ed altri macchinari o impianti di più frequente applicazione, è piuttosto raro — per non dire eccezionale — avere l'occasione di collaudare compressori dinamici (e, in particolare, assiali) di grande o grandissima potenza. Escluso, infatti, ciò che può eventualmente avvenire per scopi « interni » e con carattere riservato nello stretto e precluso ambito di poche Ditte costruttrici, pure quando di un certo complesso fanno parte compressori di grande potenza, è ben difficile che il collaudo dell'impianto preveda (o possa prevedere) anche prove complete e distinte del compressore.

Un esempio specifico, di notevole interesse e oggi ormai abbastanza frequente, è così quello del collaudo di impianti — più

spesso termoelettrici — con turbina a gas. Di fatto, per tali impianti le garanzie contrattuali (9) riguardano normalmente le prestazioni globali, di tutto il complesso (ivi compresi il o i compressori) e non quelle delle singole macchine componenti. E d'altronde — se anche si volesse e se le Parti interessate fossero disposte — sarebbe praticamente impossibile sull'impianto montato e funzionante, eseguire la lunga e delicata serie di operazioni necessarie per la conoscenza completa delle prestazioni del compressore e dei suoi limiti. Così, considerando quella che è la situazione reale e normale, con logica esclusione, quindi, di casi del tutto eccezionali, sarebbe difficile eseguire un accu-

(9) Non occorre certo ricordare che scopo primo (e da taluno considerato come unico) di un collaudo è quello di controllare la stretta rispondenza dell'impianto a quanto è garantito dal contratto. Per la esecuzione di prove extra, che tendano a controllare aspetti pur fondamentali durante l'esercizio, ma non esplicitamente citate nel contratto stesso, si devono vincere spesso accentuate resistenze sia da parte della Casa costruttrice, sia talvolta — per necessità di esercizio o per lodevole, ma eccessiva prudenza — da parte dello stesso acquirente.

rato e completo tracciamento delle curve  $p_2/p_1=f(Q)$  e della curva di pompaggio o di quelle a rendimento costante entro una gamma di valori abbastanza ampia della velocità di rotazione e degli altri parametri di maggiore interesse (10).

Tutto ciò è invece non solo fattibile, ma basilare ed inevitabile nel collaudo di un compressore dinamico che debba fornire grandi portate d'aria, a pressioni relativamente non basse variabili ambedue entro ampi limiti, così come si è già detto si verifica per le soffianti impiegate negli impianti siderurgici.

È per tale motivo che — avendo avuta la ventura di occuparmi dell'argomento negli ultimi dieci anni — ho ritenuto non del tutto inutile esporre ed esaminare qui qualche aspetto particolare della questione.

3. — Fra le norme di collaudo di compressori e soffianti centri-

(10) Del resto, quando si tratta di compressori di elevate prestazioni, è ben difficile, finanche nel caso di grandi Case costruttrici e salvo rare eccezioni, che siano possibili prove complete nelle reali condizioni di funzionamento per la mancanza di potenza adeguata e per la spesa che sistemazioni e prove del genere comporterebbero.

fughe e/o assiali alle quali — per la loro riconosciuta autorità — ci si riferisce di solito, particolarmente note sono quelle VDI - DIN e quelle ASME. Le prime [4] sono molto ampie, si occupano diffusamente anche di compressori volumetrici refrigerati o meno, ma — forse per il fatto che l'ultima edizione nota è ancora quella del 1945 — esse, per i compressori dinamici, si riferiscono esplicitamente solo a quelli centrifughi. Gli stessi criteri suggeriti per questi sono tuttavia considerati integralmente validi — nel campo industriale — anche per i compressori e le soffiante assiali. Del resto neppure le norme ASME (del 1949) [5], che riguardano esplicitamente i «centrifugal, mixed flow and axial flow compressors and exhausters», nè quelle della British Standard Institution (1953) [6], fanno alcuna distinzione fra un tipo e l'altro di macchina neanche per quanto riguarda le correzioni relative alle condizioni di prova (11).

L'impostazione delle norme DIN e ASME è sensibilmente diversa. Ma non mi fermerò ad esporre queste divergenze sia perchè chiunque può rilevarle da un semplice e diretto confronto, sia perchè un tale esame potrebbe avere una qualche utilità solo se condotto e discusso punto per punto minuziosamente: ma richiederebbe allora un discorso troppo lungo, mentre ci porterebbe lontano dallo scopo di questa relazione con la quale intendo invece sottolineare qualche aspetto, che la esperienza diretta mi fa ritenere interessante mettere in luce.

Su un soltanto delle divergenze esistenti fra le due norme mi limiterò pertanto a soffermarmi qui, senza entrare però nel merito: su quella cioè riguardante una delle correzioni da apportare ai risultati alla fine di una prova.

È ben noto infatti, che le prestazioni di un qualsiasi impianto (e in particolare di una macchina a fluido) essendo influenzate dalle condizioni di prova, sono ga-

rantite per determinate e precise condizioni ambientali e di esercizio, che difficilmente — in tutto o parte — coincidono con quelle esistenti al momento del collaudo. Per confrontare razionalmente i risultati ottenuti con quelli garantiti, nasce pertanto la necessità di correggere (ma è più esatto dire qui: «di convertire») i risultati stessi in quelli che è prevedibile si sarebbero ottenuti se le condizioni delle prove fossero coincise con quelle previste dal contratto (12).

La conversione («Umrechnung», «adjustment») è di solito effettuata o con l'ausilio di curve di correzione, se esse fanno parte integrante del contratto, ovvero con opportune espressioni analitiche suggerite dalle norme a cui il contratto fa riferimento.

Nel nostro caso la conversione dei valori ottenuti in quelli da confrontare con le garanzie riguarda essenzialmente due parametri fondamentali per le prestazioni della macchina:

a) i rapporti di compressione (e quindi anche le conseguenti pressioni di mandata), interessanti la posizione e l'andamento delle curve  $p_2/p_1=f(Q_1)$  e di quelle di «pompaggio ed anti-pompaggio», di cui ci occuperemo in un prossimo paragrafo;

b) i consumi specifici (riferiti al  $m^3$  di aria o, in generale, di gas aspirato) di energia al giunto fra soffiante e motrice ovvero — specie se la motrice è una turbina a vapore fornita dalla stessa Casa che ha fornita la soffiante — di calore o addirittura di vapore. In questo ultimo caso, se si considera globalmente il gruppo turbina-compressore, oltre alle conversioni e correzioni relative alla soffiante vanno effettuati anche i calcoli di conversione per tutto quanto riguarda le condizioni di funzionamento della parte vapore del gruppo. Ma queste ultime operazioni non differiscono da quelle solite per impianti (ad es. gruppi turbo-alternatori) con turbine a vapore. Naturalmente le

(12) Ciò — ovviamente — è indipendente dalle vere e proprie correzioni da apportare per eventuali errori degli apparecchi di misura, determinati con opportune tarature dei singoli strumenti.

conversioni dei risultati relativi ai consumi specifici hanno particolare interesse per i punti ( $p_2/p_1, Q_1$ ) per i quali è stato esplicitamente garantito il valore di tale parametro.

Non è inutile precisare inoltre che, quando si parla qui — occupandoci di soffiante per altiforni — di «consumo specifico di calore» si intende normalmente riferirsi al calore pari al prodotto dei kg. di vapore introdotti in turbina, per ogni  $m^3$  di aria aspirata dalla soffiante, moltiplicati per la differenza fra l'entalpia iniziale del vapore stesso (all'ingresso in turbina) e quello dell'acqua di alimento a valle dell'ultimo preriscaldatore del sistema di rigenerazione facente parte del gruppo.

Anche una discussione sui criteri deducibili dai suggerimenti delle norme DIN ed ASME per la conversione dei consumi specifici misurati (precedente comma «b») sarebbe interessante. Ma essa sarebbe poco significativa se non si discutessero insieme pure i criteri (suggeriti talvolta, più o meno esplicitamente e chiaramente, anche da alcune norme: quelle inglesi [6], ad esempio) che conviene tenere presenti nella condotta delle prove per cercare di rendere minime, dal punto di vista fluo- e termodinamico, (simiglianza dei triangoli di velocità, parità del N° di Mach, ecc.) le variazioni di rendimento interno che possono derivare dagli scarti fra le condizioni di prova e quelle previste dalle garanzie. Ciò richiederebbe però, ancora una volta, un discorso piuttosto lungo. Rimandando pertanto ad un'altra nota tale disamina, mi limiterò come promesso ad accennare qui — e per il caso dei compressori non refrigerati, quali le soffiante per altiforni — ad una sola delle differenze più palesi che si notano tra le espressioni di conversione suggerite dalle norme tedesche ed americane: quella riguardante il ritocco dei rapporti di compressione (comma «a» precedente). Ciò tanto più in quanto la correzione del valore misurato di questi rapporti è strettamente collegato con le discussioni dei paragrafi 5 e 7.

Indicando con  $\beta = p_2/p_1$  il rapporto di compressione, con pedice

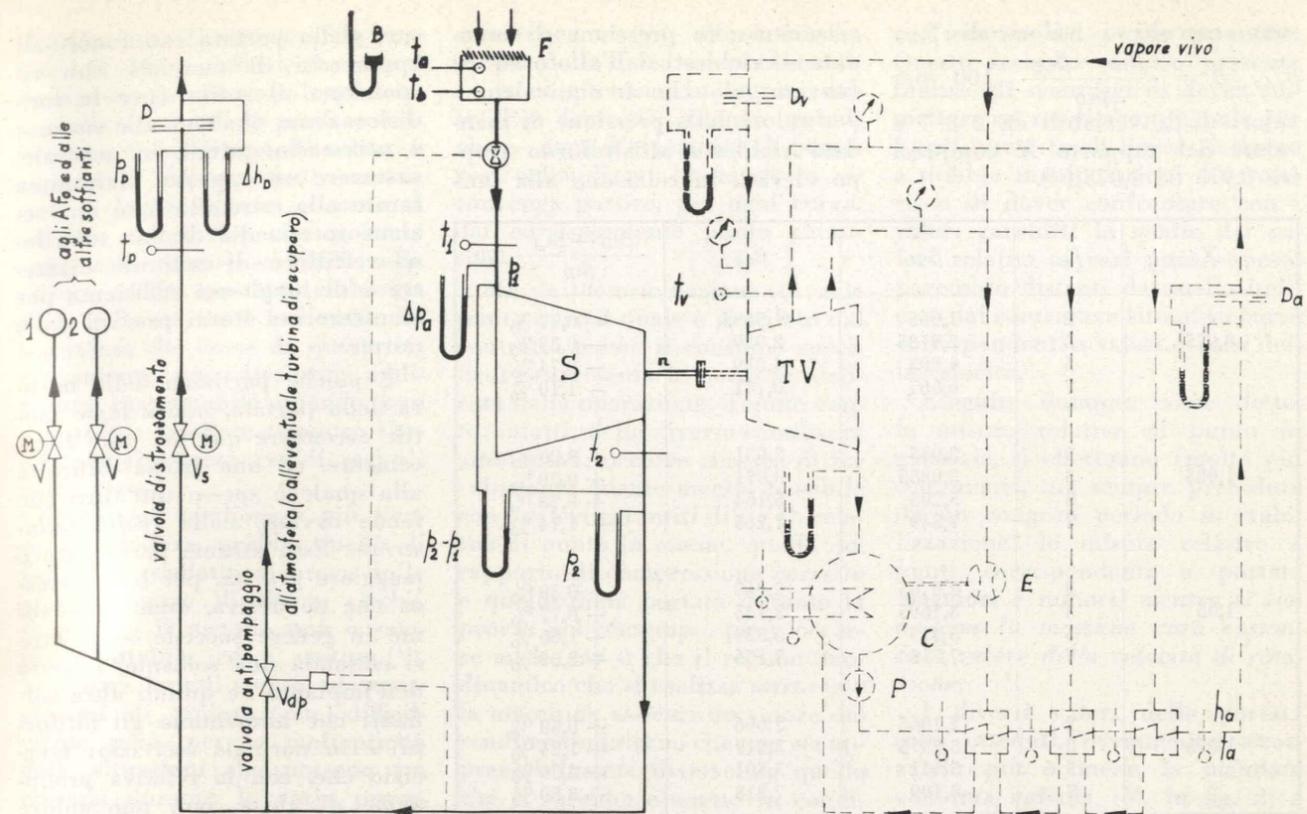


Fig. 2. S, soffiante assiale; TV, turbina a vapore; F, filtro per l'aria aspirata;  $t_a, t_b$ , psicrometro; V, valvole motorizzate per la inserzione o disinserzione della soffiante su una delle due condotte 1 e 2; Vs, valvola di strozzamento motorizzata, da usare durante le prove di collaudo, quando le V sono chiuse;  $V_{dp}$ , valvola di antipompaggio comandata automaticamente dalla pressione di mandata e dalla portata; D, diaframma unificato inserito sulla tubazione di prova, che scarica nell'atmosfera;  $D_p$ , diaframma per la misura della portata del vapore introdotto in turbina;  $D_v$ , diaframma per la misura della portata dell'acqua di alimento.

ce 1 e 2 i valori delle varie grandezze all'ingresso o, rispettivamente, all'uscita della soffiante, con pedice «m» i valori misurati e infine con pedice «g» e «c» i valori garantiti o, rispettivamente, corretti, le norme DIN fin quando si può ammettere la costanza del rendimento interno, suggeriscono le relazioni:

$$\lg \beta_c = \lg \beta_m \cdot \frac{(RT_1)_m \cdot n_g^2}{(RT_1)_g \cdot n_m^2} = \lg \beta_m \cdot \frac{T_{1m} \cdot \delta_g \cdot n_g^2}{T_{1g} \cdot \delta_m \cdot n_m^2} \quad (1)$$

$$Q_{1c} = Q_{1m} \frac{n_g}{n_m} \quad (2)$$

Le norme ASME (e quelle inglesi) pongono invece, insieme alla (2), la seguente espressione al posto della (1):

$$\frac{\beta_c^{k_g-1}}{\beta_m^{k_m-1}} - 1 = \left[ \beta_m^{\frac{k_m-1}{k_m}} - 1 \right] \frac{k_g-1}{k_m-1} \cdot \frac{k_m}{k_g} \cdot \frac{T_{1m}}{T_{1g}} \cdot \frac{\delta_g}{\delta_m} \cdot \frac{n_g^2}{n_m^2} \quad (3)$$

che se, come di solito, si può ammettere  $k_m = k_g$  diventa

$$\frac{\beta_c^{k_g-1}}{\beta_m^{k_g-1}} - 1 = \left[ \beta_m^{\frac{k_m-1}{k_m}} - 1 \right] \frac{T_{1m}}{T_{1g}} \cdot \frac{\delta_g}{\delta_m} \cdot \frac{n_g^2}{n_m^2}$$

In (1), (2), (3), (3') le T sono temperature assolute, n i numeri di giri al minuto, R le costanti dei gas evolvanti (o supposti evolvanti),  $\delta$  il rapporto fra la densità (o il peso specifico) del gas aspirato e quella (quello) dell'aria secca a pari pressione e temperatura.

Come si vede, la differenza fra la (1) e la (3) o la (3') è tale da lasciare a prima vista molto perplessi. Occorre tuttavia tenere presente che se la prova è stata effettuata ad una velocità all'incirca coincidente con quella eventualmente garantita (13), il

(13) Di solito, il valore del numero di giri al primo corrispondente a determinate prestazioni della soffiante non rientra fra le garanzie da rispettare rigorosamente poiché esso è citato solo a titolo indicativo oppure è dato con notevole

$$\text{rapporto } X = \left[ \frac{T_{1m}}{T_{1g}} \cdot \frac{\delta_g}{\delta_m} \cdot \left( \frac{n_g}{n_m} \right)^2 \right]$$

non differisce molto — di solito — dall'unità. Pertanto per valori non troppo alti di  $\beta_m$  i corrispondenti valori di  $\beta_c$  non risulteranno apprezzabilmente diversi se calcolati con la (1) ovvero con la (3) o (3'). Ma lo scarto può diventare non più trascurabile (anche per una correzione certo non rigorosa, come è quella di cui si parla) per elevati rapporti di compressione e per valori di X molto diversi dall'unità.

Onde avere sott'occhio l'ordine di grandezza degli scarti percentuali che risultano applicando a casi pratici le norme DIN (pedice D) o le norme ASME (pedice A), nella tabella che segue

tolleranza in più o meno. Se questa precisa garanzia manca (o si rientra, comunque, nella tolleranza) è chiaro che il rapporto  $n_g/n_m$  non va più considerato nelle relazioni di conversione sopra riportate e la velocità durante la prova può essere scelta in modo da compensare in tutto o parte gli scarti di altri parametri (T, R,  $\delta$ ) rispetto ai valori previsti dalle garanzie contrattuali.

sono raccolti i valori di  $\beta_{cD}$ ,  $\beta_{cA}$ ,  $\Delta = \frac{\beta_{cD} - \beta_{cA}}{\beta_{cD}} \cdot 100$  per valori di  $\beta_m$  variabili da 2 a 7 e valori del rapporto X compresi fra 0,975 ed 1,075 (14).

X	$\beta_m$	$\beta_{cD}$	$\beta_{cA}$	$\frac{\beta_{cD} - \beta_{cA}}{\beta_{cD}} \cdot 100$
0,975	2	1,965	1,9685	- 0,17 %
	3	2,9185	2,929	- 0,35 %
	5	4,803	4,839	- 0,74 %
	7	6,667	6,741	- 1,10 %
1,025	2	2,035	2,031	+ 0,20 %
	3	3,0835	3,071	+ 0,39 %
	5	5,205	5,164	+ 0,78 %
	7	7,349	7,265	+ 1,14 %
1,05	2	2,0705	2,063	+ 0,30 %
	3	3,1695	3,145	+ 0,77 %
	5	5,419	5,329	+ 1,66 %
	7	7,715	7,536	+ 2,30 %
1,075	2	2,1065	2,096	+ 0,50 %
	3	3,2575	3,217	+ 1,24 %
	5	5,641	5,501	+ 2,50 %
	7	8,100	7,818	+ 3,50 %

4. — Gli elementi più importanti da rilevare in sede di collaudo di una soffiante per alto forno sono, come già accennato, le curve caratteristiche  $\beta=f(Q_1)$  a velocità costante (fig. 1), i valori del rendimento adiabatico in vari punti del piano «  $\beta, Q_1$  » (15), il consumo specifico (di energia assorbita al giunto o di calore o di vapore) che riveste particolare interesse per i punti garantiti in contratto (A, B, B', C, D in fig. 1), nonché la curva al limite del pompaggio e quella detta « di antipompaggio ». Quest'ultima è il luogo dei punti per i quali — in regolazione automatica — cominciano ad aprirsi le « valvole di antipompaggio », che scaricano (di solito verso l'atmosfera) una aliquota dell'aria elaborata dalla soffiante onde evitare di entrare in pompaggio per valori della portata troppo bassi — in

tata in quel momento occorrente).

Lo schema della disposizione degli apparecchi di misura per una soffiante accoppiata ad una turbina a vapore è generalmente quello indicato a titolo di esempio nella fig. 2. Non occorre — e sarebbe troppo lungo — soffermarsi sulle caratteristiche delle apparecchiature per la misura delle singole grandezze e basterà solo precisare che conviene di solito determinare la pressione  $p_1$  all'aspirazione dalla differenza fra la pressione barometrica B e la depressione  $\Delta p_a$  rispetto ad essa, misurata con manometro ad U ad acqua, determinare la pressione di mandata  $p_2$  e quella differenziale  $\Delta p_D$  sul diaframma (o boccaglio) tarato (D in fig. 2) con manometri differenziali a mercurio (17).

Gli organi che servono alla mi-

relazione alla pressione di mandata — richiesti dall'altoforno (16) (ovvero, ciò che è equivalente: per valori della pressione di mandata richiesta all'altoforno troppo elevati, in relazione alla por-

sura della portata con i normali apparecchi di esercizio non rispondono di solito (per la loro dislocazione o altro) alle norme; è necessario quindi, in generale, sistemare un apposito diaframma tarato alla estremità o in una sezione intermedia di una tubazione rettilinea di notevole diametro e di lunghezza sufficiente per rientrare nei limiti previsti dalle norme.

E poiché parliamo della misura della portata, non è forse inutile accennare qui, sia pure fugacemente, ad una grossa difficoltà alla quale è spesso tutt'altro che facile ovviare nella realtà industriale. Essa assume particolare e maggiore gravità, per la incertezza che ne deriva, quando — come in genere succede — mentre si collauda una soffiante, il resto dell'impianto (e quindi altre soffianti che alimentano gli altiforni) è in normale esercizio: esercizio che, con la relativa produzione di ghisa, non può subire arresti e turbamenti durante il lungo collaudo della macchina in esame.

Si è già ricordata la assoluta necessità che all'altoforno non manchi mai l'aria che lo alimenta. Ciò significa che, con opportuno gioco di valvole (V di fig. 2 ed altre ivi non visibili) e con schemi diversi, sui quali non è certo qui il caso di fermarsi, può essere inviata l'aria compressa da una o da un'altra soffiante (di riserva) ad ogni altoforno (o gruppo di altiforni). Si deve ora tener presente che le tubazioni interconnesse e le relative valvole hanno diametri dell'ordine di 1000 ÷ 1500 mm, che la loro ispezione — salvo laboriosi provvedimenti — è di fatto impossibile in esercizio e che per il normale funzionamento fughe modeste attraverso tali valvole, se chiuse, non rivestono alcuna gravità e non sono neanche avvertite. Non sorprenderà allora che in sede di collaudo non si possa mai fare cieco affidamento sulla tenuta — sia pure non perfetta! — di quelle valvole che vanno chiuse durante la prova di una soffiante, onde isolare per quanto possibile il sistema costituito dalla soffiante stessa e dal condotto di mandata di prova (nel quale è compreso

il diaframma di misura della portata). È chiaro, infatti, che essendo diverse in generale le pressioni nella condotta di prova e nelle altre, si verificano di solito, e a seconda dei momenti, immissioni o fughe di aria — anche a valvole chiuse — che possono comportare errori sensibili nella misura della portata elaborata dalla soffiante sotto collaudo. La incertezza che nasce da questo inconveniente può diventare addirittura inaccettabile quando non è possibile valutare neppure l'ordine di grandezza (ed il segno!) dell'errore.

Il sistema migliore e più sicuro da adottare sarebbe quello di isolare la condotta di prova dalle altre a mezzo di flange cieche. Purtroppo il metodo non è sempre adottabile ed è costoso (18). Si ricorre quindi spesso ad accorgimenti di ripiego, che difficilmente però, per la molteplicità delle situazioni che possono verificarsi durante le varie prove, danno sicuro affidamento e che possono quindi provocare gravi contestazioni circa i risultati. Essi, comunque, consistono in genere nel tentativo — più o meno razionale e felice — di assicurarsi almeno qualitativamente che le tenute sono accettabili oppure di determinare l'ordine di grandezza degli errori possibili nelle varie condizioni in cui il collaudo si svolgerà. Ciò comporta il controllo indiretto dell'isolamento della condotta di prova e, se del caso, la grossolana misura delle fughe (o immissioni) di aria con criteri e metodi da escogitare caso per caso.

5. — A parte quanto ora esposto, il rilevamento delle curve caratteristiche (e di tutte le grandezze che possono interessare, ivi comprese quelle relative alla motrice) non presenta particolari difficoltà, eccetto una. Risulta infatti logico determinare le curve che passano per i punti garantiti (A, B, ecc. in fig. 1) salvo ad aggiungere eventualmente altre, ove —

(18) Si pensi, fra l'altro, che tali flange debbono poter sopportare, ad esempio, differenze di pressione di 2 ÷ 3 atmosfere e che con un diametro di 1.500 mm la spinta corrispondente è dell'ordine di 35.000 ÷ 50.000 kp!

specie per un più sicuro tracciamento delle linee iso-rendimento — lo si ritenesse in seguito utile. Per fare ciò, ritengo quindi che — come l'esperienza di numerosi collaudi mi ha mostrato — convenga partire, per ogni curva, dal corrispondente punto garantito.

Ma la determinazione di tale punto (per il quale è precisato dal contratto anche il consumo specifico) rappresenta la parte più delicata della operazione. Tenuto conto, infatti, delle diverse condizioni ambientali, occorre cercare di far coincidere quanto meglio possibile con i valori garantiti di  $\beta$  e  $Q_1$  relativi al punto in esame, quello del rapporto di compressione corretto e quello della portata durante la prova: nel contempo, però, occorre anche far sì che il regime fluidodinamico che si realizza attraverso la macchina assicuri un valore del rendimento interno che non sia apprezzabilmente diverso da quello che si sarebbe ottenuto in condizioni contrattuali. Non è in generale possibile assolvere appieno alle diverse esigenze, ma un compromesso abbastanza soddisfacente può essere raggiunto per tentativi (e rapidi calcoli) successivi, che richiedono un tempo di messa a punto più o meno lungo dipendente in gran parte dalla perizia e dalla esperienza dell'operatore (19).

Tenuto conto, come è logico, che per ogni rilevamento definitivo occorre, con grosse macchine, un minimo di mezz'ora di regime costante, per raggiungere una stabilizzazione soddisfacente delle temperature e delle prestazioni, ho potuto constatare che il tempo impiegato seguendo il criterio esposto (20) è in generale minore di quello necessario per rilevare — come qualcuno consiglia — alcuni punti (al minimo due!) che si prevede possano poi all'incirca cadere (dopo le correzioni)

(19) Non occorre dire, che una volta raggiunte le condizioni di funzionamento desiderate e passato un congruo periodo di tempo per la stabilizzazione di tutte le grandezze, si eseguono (ad esempio ogni cinque minuti) varie serie complete di letture contemporanee: le medie delle letture saranno poi i valori utilizzati nei calcoli.

(20) Ricerca molto accurata, cioè, di un unico punto praticamente coincidente con quello garantito.

nell'intorno del punto garantito. Questo secondo criterio presenta inoltre gli svantaggi di dover ammettere un rendimento uguale per i vari punti (o di dover ricorrere a dubbie manipolazioni dei valori) e di dover confrontare con i valori garantiti la media dei valori relativi ai vari punti, spesso parecchio distanti da quello indicato dal contratto e situati su curve corrispondenti a valori diversi della velocità.

Eseguita dunque, come detto, le misure relative al punto in garanzia, si effettuano (molto più celermente, ma sempre precedute da un congruo periodo di stabilizzazione) le misure relative a punti corrispondenti a portate maggiori e minori, mentre si tiene con la massima cura costante il valore della velocità di rotazione.

I diversi valori della portata sono ottenuti, ovviamente, strozzando più o meno la mandata con una valvola ( $V_s$  in fig. 2) a valle della soffiante (e talvolta — se motivi particolari lo rendono preferibile — a valle anche del diaframma di misura).

Nella fig. 1 sono state tracciate con linea continua le curve caratteristiche (corrette) rilevate in sede di collaudo per la stessa soffiante a cui si riferiscono le curve in linea tratteggiata previste dalla Casa.

Come si vede, nel caso — reale — assunto ad esempio, le due famiglie di curve hanno un andamento molto simile, anche se non identico (le curve rilevate sono un po' meno ripide). Discretamente coincidenti con le previsioni sono, in media, le velocità angolari necessarie per ottenere determinate pressioni di mandata con date portate all'aspirazione.

La intera gamma di prestazioni della soffiante indicata dal contratto risulta effettivamente coperta.

6. — Se, come si accennava, il numero delle curve caratteristiche rilevate e quello dei punti determinati per ogni curva è sufficientemente elevato e se per tutti i punti (e non solo per quei pochi considerati nelle garanzie contrattuali) sono state misurate, oltre alle grandezze relative alla

(14) Supposto  $n_a/n_m$  pari ad uno il valore di X è nella grande maggioranza dei casi compreso fra questi limiti. Così, ad esempio con aria e per  $T_{1g}=288^\circ K$ ,  $p_{1g}=1,03$  ata, umidità relativa  $\varphi_{1g}=70\%$  e quindi  $\delta_{1g}=0,9955$

con  $T_{1m}=273^\circ K$ ,  $p_{1m}=1$  ata,  $\varphi_{1m}=90\%$  risulta  $X=0,9456$   
 » »  $=300^\circ K$ , »  $=1,02$  ata, »  $=80\%$  »  $X=1,048$   
 » »  $=305^\circ K$ , »  $=1,04$  ata, »  $=60\%$  »  $X=1,065$ .

(15) Dai quali, se il numero di punti esaminati è sufficientemente grande, è possibile dedurre l'andamento delle curve a rendimento costante.

(16) o, in generale, richiesti dalla utenza servita dal compressore.

(17) O, per piccoli valori del  $\Delta p$ , ad altro opportuno liquido manometrico.

soffiante, anche quelle relative alla macchina motrice, è possibile tracciare sul piano «  $\beta$ ,  $Q_1$  » o sul piano «  $p_2$ ,  $Q_1$  » sia le curve a rendimento di compressione adiabatico-isentropico costante della soffiante, sia le curve a consumo specifico (di energia, di calore, ecc.) costante del gruppo.

Pur senza voler entrare nel merito della complessa questione (come già premesso al paragrafo 3), è evidente che il tracciamento di queste curve può essere di valido aiuto al momento dei calcoli di conversione per ricavare dai valori misurati quelli « corretti » da mettere a confronto con i dati di garanzia, tenendo conto delle eventuali variazioni di rendimento su una base sperimentale diretta e non su curve o formule della Casa costruttrice.

Quando l'intero gruppo è fornito da una unica Casa (e, comunque, non sorgono contestazioni) è chiaro che i valori che hanno interesse industriale per l'utente sono quelli del consumo specifico (in kWh/m<sup>3</sup> ovvero, kcal/m<sup>3</sup> o kg di vapore/m<sup>3</sup> a seconda dei casi).

Quando però il compressore è fornito da una Industria e la turbina (21) da un'altra, anche se esiste in contratto (come in genere esiste) una clausola di responsabilità solidale ed anche se non sorgono contestazioni, acquista un particolare interesse pure la conoscenza esatta del rendimento adiabatico-isentropico della soffiante per ogni condizione di funzionamento.

Come è ben noto, per essa in queste applicazioni può tranquillamente porsi (22):

$$\eta_{ad} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (4)$$

(21) o il motore elettrico: ma in questo caso non esistono difficoltà, data la notevole esattezza con la quale può essere determinato il rendimento di esso e quindi la potenza al giunto. Naturalmente, se fra motore elettrico e soffiante è inserito un ingranaggio moltiplicatore, è necessario conoscere anche il rendimento di questo.

(22) Se si trascura la energia cinetica dell'aria, cosa che è di solito perfettamente lecita, dato che le velocità massime all'aspirazione e alla mandata sono dell'ordine dei 20 ÷ 30 m/s. Ove le velocità fossero invece particolarmente elevate, l'energia cinetica non potrebbe essere trascurata e al posto delle tempera-

dove  $h$  è l'entalpia del gas e  $T$  la sua temperatura assoluta, mentre l'indice « 1 » si riferisce, al solito, alle condizioni all'ingresso della soffiante, il « 2 » a quelle reali (misurate) all'uscita e l'indice « 2s » allo stato del fluido che si avrebbe alla pressione reale di mandata ove la compressione fosse stata isentropica.

La misura di  $\eta_{ad}$  è dunque apparentemente molto semplice, riducendosi a quella di due temperature ( $T_1$ ,  $T_2$ ) ed al calcolo di  $T_{2s}$ . In realtà, per le notevoli dimensioni delle sezioni (da 1 a 3 m<sup>2</sup>) in cui tali temperature devono essere misurate, per l'effetto dello irraggiamento delle vicine pareti metalliche, per il fatto che il valore di  $\eta_{ad}$  dipende dallo scarto piuttosto modesto fra due temperature (quella misurata  $T_2$  e quella calcolata  $T_{2s}$ ), è tutt'altro che facile — in sede industriale, non in laboratorio! — ottenere valori abbastanza esatti e sicuri di questo rendimento. Ciò che, comunque, è raccomandabile (quando la determinazione di  $\eta_{ad}$  assume particolare interesse) è la adozione, se possibile, di elementi termometrici a diretto contatto con la corrente fluida, la sistemazione di numerosi elementi opportunamente dislocati e distribuiti in ciascuna sezione e, all'aspirazione, di una strumentazione adatta alla misura sufficientemente esatta di una temperatura quasi coincidente con quella ambiente. Tutto questo, si intende, a parte la scrupolosa adozione degli altri normali e noti accorgimenti che occorrono per ridurre al minimo gli errori nella misura della temperatura, misura sempre delicata quando si tratta di correnti gassose.

7. — Ma la operazione più delicata e difficile nel collaudo di una grossa soffiante è forse, per vari aspetti, quella di rilevamento della curva effettiva del limite del pompaggio.

Tale rilevamento — che si esegue con valvole antipompaggio bloccate — deve essere poi completato da quello della curva lu-

ture  $T$  si dovrebbero assumere nella (4) quelle totali (vedere al riguardo, ad esempio, l'ASME POWER TEST CODE sui compressori di cui in [5]).

go delle condizioni di inizio di apertura delle valvole di antipompaggio quando azionate dal normale automatismo.

Non occorre, ritengo, sottolineare l'importanza funzionale delle due curve e, di conseguenza, l'interesse di questa fase delle operazioni di collaudo.

È notorio come sia assolutamente da escludere la possibilità, per un compressore dinamico (centrifugo o assiale), di lavorare in condizioni di pompaggio. Tale funzionamento anormale è poi particolarmente pericoloso per i compressori e le soffiante assiali, in cui la sollecitazione a fatica indotta dal fenomeno (23) può condurre alla rapida distruzione di intere file di palette (24). La curva al limite del pompaggio rappresenta dunque un confine verso le minori portate: non solo non valicabile, ma dal quale occorre tenersi a prudenziale distanza, se non si vuole incorrere in gravi pericoli. È pertanto necessario, oltre che determinare dove corra tale linea (la cui posizione ed il cui andamento, come ho avuto più volte l'occasione di constatare, non sono esattamente prevedibili neppure da costruttori di grandissima e specifica esperienza) controllare pure che la apertura delle valvole che devono scaricare verso l'atmosfera la portata di aria esuberante, si inizi con un certo margine prudenziale rispetto al predetto limite. In genere lo scarto, riferito alla portata, può aggirarsi intorno ad un 10% circa del valore

(23) O, forse, anche dal solo stallo rotatorio incipiente, se prolungato nel tempo, come può avvenire perché di esso è molto meno facile la percezione acustica dall'esterno.

(24) Nel 1961 due grandi e nuove soffiante assiali di una importante acciaieria francese dovettero essere riportate in fabbrica e completamente ripaletate in seguito a danni determinati da questi fenomeni. Una delle macchine, aperta dopo l'avaria, aveva tutte le palette statoriche piegate (ma non rotte), mentre erano rotte tutte le palette rotoriche dei tre primi stadi e gran parte di quelle del 4° e 5° stadio; erano inoltre danneggiate le palette dei successivi sette stadi. La seconda soffiante, esaminata in seguito all'avaria della prima, mostrava già gravi fessurazioni per sollecitazione a fatica delle palette, specie per i primi tre stadi: lesioni che avrebbero certo portato in breve tempo alla rottura di numerose palette anche per questa macchina.

della portata di pompaggio corrispondente ad una certa pressione di mandata ed è bene (e sufficiente) non superare questo valore. È chiaro infatti che il campo di utilizzazione di un compressore senza spreco di aria nell'atmosfera (e corrispondente, quindi, ad un funzionamento con buon rendimento) è tanto più esteso nella zona delle minori portate (e, a pari portata, delle maggiori pressioni) quanto più a sinistra nel piano pressioni-portate si trova la curva al limite di pompaggio, ma anche quanto più prossima a questa (purché a distanza di sicurezza) (25) si trova la curva di antipompaggio.

La determinazione dei punti utili per il tracciamento della curva di pompaggio, può essere eseguita quando si rilevano i successivi punti di una curva caratteristica  $\beta = f(Q_1)$  (paragrafo 5) se si è provveduto a bloccare gli automatismi di comando delle valvole di antipompaggio. Tenendo infatti la velocità della macchina rigorosamente costante e continuando a ridurre, con estrema gradualità, la portata — strozzando sempre più la valvola a valle della soffiante — si percepisce ad un certo istante, nettamente, il sordo boato, impressionante con grosse macchine ed alle alte pressioni (26), dovuto all'inizio del pompaggio: per evitare danni alla macchina si provvede immediatamente, come è facile comprendere, a riportare la portata ad un valore tale da interrompere il funzionamento anormale. Ma i valori delle letture (ininterrotte) dei vari apparecchi di misura,

(25) Tale distanza di sicurezza è legata ovviamente, oltre che alle caratteristiche della macchina, anche alla sensibilità ed alla prontezza di intervento degli automatismi che comandano le valvole di scarico verso l'atmosfera, nonché alle condizioni ambientali alle quali il controllo si effettua (paragrafo 3).

(26) Non è facile dare un'idea precisa del rumore che qui è stato indicato con la locuzione « sordo boato », tanto più che la manifestazione acustica dell'inizio del pompaggio cambia sensibilmente da un impianto all'altro. Comunque — a parte il preciso vocabolo da usare — in qualche prova la intensità del rumore provocato dall'inizio del pompaggio è stata tale da ridurre in frantumi molti vetri a circa 20 m di altezza della amplissima sala macchine della centrale termica.

corrispondenti al preciso istante in cui si è avvertito l'inizio del fenomeno, permettono la determinazione dei valori di  $Q_1$ ,  $\beta_m$  e, quindi, di  $\beta_c$  e  $p_{2c}$  relativi al pompaggio.

Contrariamente però a quanto può sembrare a prima vista, la determinazione di tali valori non è facile, né sicura.

Infatti, il criterio che sembra più ovvio (quello, cioè, di ricavare  $Q_1$ ,  $\beta_c$ ,  $p_{2c}$  dal complesso delle molte letture effettuate all'inizio del pompaggio, così come si fa per tutti gli altri punti a funzionamento stabile) appare in realtà ad un più attento esame ed in base alla diretta esperienza, come quello di minore affidamento. I motivi di dubbio circa la esattezza della determinazione di ciascun punto della curva di pompaggio con questo sistema sono diversi:

a) i punti di misura (delle temperature e delle pressioni a monte ed a valle della soffiante, nonché a monte del diaframma tarato, come del relativo  $\Delta h$ ) sono in genere dislocati in zone diverse e spesso lontane dell'impianto;

b) i valori da assumere per queste grandezze — onde ridurre l'effetto dell'imminente transitorio, la cui perturbazione si trasmette con velocità finita e con leggi diverse per le diverse grandezze — dovrebbero essere, tutti, quelli corrispondenti alle letture fatte un istante prima dell'inizio del fenomeno. Questa tempestività è molto difficile a realizzarsi in una centrale termica in esercizio, dato che il sorgere del segnale acustico generato dalla prima (e unica!) pulsazione dovuta al pompaggio è avvertito nettamente da chi si trova molto vicino alla macchina, ma non altrettanto bene e con la stessa immediatezza da chi è lontano, mentre un raggruppamento di tutti gli apparecchi di misura presso la macchina non è in genere possibile o consigliabile (27);

(27) Sarebbe troppo lungo scendere in maggiori particolari — d'altronde intuitibili da chi ha pratica di misure su impianti industriali — che chiariscano meglio queste affermazioni.

È anche chiaro, così, che una strumen-

c) per motivi analoghi e facilmente comprensibili, non sarebbe esatto basarsi sui valori letti ai singoli apparecchi, invece che all'istante predetto, nel momento in cui ciascuno dei lettori avverte su di essi il concretarsi della variazione derivante dall'inizio (ma subito interrotto) pompaggio, variazione non sufficientemente ed egualmente rapida per tutte le grandezze.

Un secondo criterio per la determinazione del punto di intersezione della curva di pompaggio con la caratteristica  $p_{2c} = f(Q_1)$ , relativa al numero di giri al primo a cui si opera, può essere quello di basarsi (oltre che su  $p_1$ ,  $T_1$ ,  $\varphi_1$ , per le necessarie conversioni) sul solo valore di  $p_2$  massimo letto — su un manometro ad Hg molto prossimo alla soffiante — nell'istante in cui si ode il caratteristico rumore dovuto all'inizio del pompaggio. Il valore di  $Q_1$  corrispondente risulta allora determinato dalla intersezione della retta  $p_{2c} = cost$  e della curva caratteristica opportunamente estrapolata verso le portate minori. A parte però la difficoltà di cogliere esattamente il valore utile di  $p_2$ , occorre ricordare che la pendenza delle curve caratteristiche diventa modesta nei pressi del punto al limite del pompaggio. Ciò fa sì che anche a piccoli errori di  $p_2$  (e quindi di  $p_{2c}$ ) corrispondano sensibili errori sul valore dell'ascissa ( $Q_1$ ).

Ma si può seguire un terzo criterio, che ho trovato in genere preferibile perché mi sembra di maggiore affidamento.

Una delle misure più stabili a portata costante è (se la sonda è ben dislocata) quella della depressione  $\Delta p_a$  — rispetto alla pressione ambiente  $B$  — in una zona a monte della soffiante, ad esempio nei pressi della flangia di aspirazione della macchina:  $-\Delta p_a = p_1 - B$ .  $\Delta p_a$  è misurata di solito con un manometro differenziale ad acqua e le coppie di

tazione elettronica sarebbe di grande interesse ed aiuto. Ma mentre essa è di facile realizzazione per ricerche sul pompaggio effettuate in laboratorio, sarebbe ben più complicato (per molti motivi) metterla a punto per i normali collaudi di carattere industriale.

## Venticinque anni di attività della commissione tecnica CUNA e UNAVIA "Combustibili, Lubrificanti ed Affini"

CARLO FELICE BONA illustra le attività della Commissione tecnica del Comitato Unificazione Nazionale Automobili (CUNA) e dell'Ente di Unificazione Aeronautica (UNAVIA) per i Combustibili, Lubrificanti ed Affini negli anni dalla sua costituzione (1940) ad oggi.

La complessità dei processi di trasformazione degli idrocarburi che permettono la produzione dei combustibili e lubrificanti da un lato e quella dei fenomeni della combustione e della lubrificazione nei motori per autotrazione dall'altro richiede che i relativi problemi vengano esaminati e discussi da tecnici del motore unitamente a tecnici del petrolio, i quali devono altresì avvalersi del consiglio e dell'apporto scientifico dato da particolari competenze.

L'esigenza di questa collaborazione, che in diversi Paesi è stata presa in considerazione soltanto in questi ultimi tempi, venne avvertita in Italia fin dal 1940, epoca in cui fu costituita la commissione tecnica CUNA UNAVIA « Combustibili, Lubrificanti ed Affini ».

A questa Commissione, a far parte della quale vennero chiamati con accurata scelta i più competenti rappresentanti ed esperti di tutte le industrie italiane dei motori e del petrolio, si aggiunsero scienziati e docenti universitari, direttori di istituti di ricerca statali ed industriali come quello dei combustibili, quello degli olii e grassi di Milano, l'Istituto Nazionale dei motori di Napoli del C.N.R. e rappresentanti dei Ministeri dell'Aeronautica, della Guerra, dell'Industria e dei Trasporti e del Registro Aeronautico.

A quell'epoca, si trattava di gettare le basi di una normazione ed unificazione completamente inesistente in Italia e servire le esigenze di una potente aeronautica. Si prese come esempio ciò che era stato fatto in America, in Inghilterra, in Germania ed in Francia, studiando accuratamente le norme

emanate in queste Nazioni e adattandole ai bisogni del nostro Paese.

La Commissione fu in grado di emettere un primo blocco di tabelle contemplanti sia specificazioni di prodotti, sia metodi di prova esclusivamente nel campo dei combustibili ed in modo speciale di quelli per l'aeronautica.

Alla fine della seconda guerra mondiale, ci si trovò in una situazione completamente cambiata: il Paese era caduto in una grave prostrazione economica; l'aeronautica militare scomparsa, l'industria motoristica gravemente danneggiata dovevano riprendere la costruzione con tipi adatti ad un paese impoverito dalla guerra e dalle sue devastazioni. Cominciava la fase della ricostruzione che, iniziata a fatica e lentamente, doveva poi prendere successivamente il ritmo impetuoso e travolgente di una vera rinascita nazionale, il cosiddetto « miracolo economico » italiano.

In questa opera tumultuosa e disordinata, l'esistenza di gruppi di tecnici, seri, sperimentati e affiatati come quelli adunati nelle diverse Commissioni CUNA, non poteva che essere preziosa e dare un provvidenziale contributo alla ricostruzione.

Nell'aprile 1947, dopo 3 anni di forzato riposo, la Commissione riprese i suoi lavori con l'aggiunta di altri esperti rinsaldando e consolidando così la collaborazione fra i tecnici dell'automobile, quelli dell'industria petrolifera ed i rappresentanti statali con la consulenza di scienziati delle diverse specializzazioni.

Nella situazione di emergenza a

cui abbiamo accennato, il problema più urgente era quello di assicurare ai motori della rinascita industria un minimo di caratteristiche dei combustibili messi a disposizione dalle limitate risorse del Paese. Mentre da una parte questo portò ad un miglioramento della qualità dei combustibili, dall'altra i tecnici dei motori dovettero studiare degli adattamenti delle loro costruzioni che permettessero l'uso dei combustibili di scarsa qualità disponibili in quel periodo.

Successivamente e gradualmente le cose fortunatamente si modificarono: uno dei lati più sorprendenti del miracolo economico fu la trasformazione del nostro Paese, che era relativamente privo di idrocarburi, in un Paese trasformatore di quelli trovati nel sottosuolo italiano e di quelli trasportati per mare dal vicino Medio Oriente. Nuove raffinerie sorsero ovunque nella nostra Penisola. Crebbe perciò il contributo ai lavori della Commissione da parte dell'industria petrolifera con l'insediamento di un più largo numero di esperti e con l'offerta dei lavori sperimentali posti a disposizione dalle Case Madri di oltre Alpi.

La collaborazione delle due industrie si volse allora in una direzione diversa dalla prima e cioè a trasformare gli organi motori onde renderli più adatti a sfruttare completamente le caratteristiche continuamente miglioranti dei prodotti petroliferi.

In questo difficile lavoro, uno dei più autorevoli esponenti si dimostrò indubbiamente il Prof. Antonio Capetti, titolare della cattedra e dell'Istituto di Macchine e

valori di essa e di  $Q_1$  ottenute per tutti i punti a funzionamento stabile del compressore permettono di tracciare con notevole esattezza la curva — praticamente una retta —  $Q_1 = K\sqrt{\Delta p_a}$ .

Disponendo di tale retta è immediato, dal valore di  $\Delta p_a$  letto al primo rivelarsi del pompaggio, ricavare il corrispondente valore di  $Q_1$  e, con questa ascissa, segnare sulla breve estrapolazione della curva caratteristica il punto di essa intersezione con la curva di pompaggio.

La estrapolazione, abbastanza sicura per l'andamento della curva  $p_{2c} = f(Q_1)$  nella zona, è facilitata dalla determinazione (consigliabile) di un punto della caratteristica a giri costanti alla sinistra del valore di  $Q_1$  per cui le valvole antipompaggio cominceranno ad aprirsi, se non fossero bloccate per la particolare prova. È importante fra l'altro sottolineare che — tenuta presente la costanza, per la breve durata della prova, delle condizioni ambientali — per la determinazione di  $Q_1$  a mezzo della depressione all'aspirazione è sufficiente il dato istantaneo fornito dal solo manometro che misura  $\Delta p_a$ , il che non è invece se si vuole dedurre la portata dal  $\Delta h_D$  relativo al diaframma tarato posto a valle della soffiante.

Naturalmente, per il tracciamento della curva al limite del pompaggio, possono anche utilizzarsi le coppie di valori  $Q_1 = K\sqrt{\Delta p_a}$  e  $p_{2c}$ ; ma in tal modo per questa seconda grandezza si ricade nelle incertezze di cui si è detto prima. E la dimostrazione degli errori che si commettono è data dal fatto che i punti così ricavati, pur marciando il gruppo sempre alla stessa velocità, cadono spesso fuori del ragionevole andamento della curva caratteristica relativa a quel certo numero di giri al primo. Su questo criterio si potrebbe quindi ripiegare per punti della linea di pompaggio corrispondenti a velocità per le quali non si disponga di un numero di punti a funzionamento stabile sufficiente per tracciare con sicurezza la curva caratteristica a giri costanti.

Da quanto esposto, risultano evidenti la delicatezza e le difficoltà inerenti al rilevamento ac-

curato della importante linea limite: lo scarto percentuale fra i valori della portata determinati, in condizioni di pompaggio ed a pari pressione di mandata, è arrivato in qualche caso — adottando l'uno o l'altro dei diversi criteri sopra esposti — anche al 5 ÷ 10% ed oltre.

\*\*\*

La determinazione della « curva di antipompaggio » (più esattamente: « della curva di inizio di apertura delle valvole di antipompaggio in regolazione automatica ») non presenta eccessive difficoltà. È bene determinare — a giri costanti — sia per portate decrescenti le coppie di valori di  $\beta_c$  e  $Q_1$ , per cui si inizia l'apertura, sia quelle per cui, con portate crescenti, si completa invece la chiusura delle valvole di scarico all'atmosfera. Solo una accurata e meticolosa ripetizione di tali determinazioni può permettere una buona messa a punto della regolazione automatica di queste valvole per tutto il campo (attuale o prevedibile, per l'eventuale cambiamento dei minerali o di condotta del forno) di utilizzazione della soffiante. Come già accennato, una curva di antipompaggio troppo prossima a quella di pompaggio può essere pericolosa (specie con funzionamenti in condizioni ambientali molto diverse di quelle di prova), mentre una curva troppo lontana da quella di pompaggio può essere causa di un inutile spreco d'aria e di energia, oltre che di fastidiosa rumorosità per lo scarico nell'atmosfera, anche se si usano opportuni sistemi di silenziamento.

8. — Nelle pagine che precedono dopo qualche breve cenno sulle norme DIN ed ASME sui compressori dinamici ci si è soffermati su qualcuno degli aspetti relativi alla condotta delle prove di collaudo ed, in genere, al controllo delle prestazioni di queste macchine, con particolare riguardo alle soffianti assiali per altiforni. L'argomento meriterebbe forse trattazioni più frequenti nella nostra bibliografia per il moltiplicarsi delle applicazioni industriali dei compressori assiali

a vasta gamma di utilizzazione, per l'aumento continuo della loro potenzialità, per l'interesse notevole di tanti problemi ad essi inerenti e che rientrano nei più svariati settori della tecnica.

Qui si è voluto soltanto esporre qualche considerazione sulla determinazione delle reali prestazioni di queste grosse macchine operatrici a fluido e soprattutto mettere in luce alcune difficoltà pratiche riguardanti l'esatto rilevamento delle curve al limite del pompaggio. Non sarà inutile notare infatti, che su tale delicata operazione né le norme DIN-VDI né, tanto meno, quelle ASME o della British Standard Institution danno alcun suggerimento, che potrebbe risultare invece di apprezzabile e particolare utilità e permetterebbe comunque la unificazione dei criteri da seguire.

Ottavio Voeca

Ordinario di Macchine  
Facoltà di Ingegneria, Napoli

PS. - Come accennato nella nota (11) l'edizione dell'estate 1965 delle norme ASME sui compressori è arrivata troppo tardi per poterne tener conto in questo articolo.

Esse differiscono sensibilmente dalle norme ASME-1949 e non è certo possibile riassumere qui, in poche righe, la loro diversa impostazione.

Si può aggiungere tuttavia che per quanto riguarda il pompaggio — pur accennando, questa volta (voci 4.49 e 4.50), al problema — neanche le nuove norme danno pratici suggerimenti circa i metodi da preferire per la determinazione sperimentale della curva limite.

### BIBLIOGRAFIA

- [1] N. MIGNOGNA, *Gli altiforni*, « Bollettino Tecnico Finsider », marzo 1965.
- [2] H. CANONICA e K. FEER, *Le compressor axial Sulzer Varax à aubes directrices orientables*, « Revue technique Sulzer-Recherches ».
- [3] A. STOECKICHT, *L'évolution de la soufflante axiale et de ses modes de réglage dans l'industrie*, « Revue technique Sulzer », 1961.
- [4] *Abnahme- und Leistungsversuche an Verdichtern*, DIN-VDI, 1945.
- [5] *Centrifugal, mixed flow and axial flow compressors and exhausters*, « ASME Power Test Codes of 1949 ».
- [6] British Standard Code for Acceptance Tests for Turbo-Type Compressors and Exhausters, 1953.
- [7] *Compressors and Exhausters*, ASME Power test codes, 1965.

Motori per Aeromobili del Politecnico di Torino, divenuto poi Rettore dello stesso Politecnico.

Egli mise a disposizione la competenza acquisita in lunghi anni di studi e ricerche nel campo dei motori a combustione interna, in particolare per quelli destinati ad applicazioni aeronautiche, automobilistiche e motociclistiche. Tale validissima collaborazione si dimostrò particolarmente utile anche per il fatto che egli era atto a svolgere, con la sua autorevole personalità, un'azione di arbitrato nel corso delle discussioni.

Fu allora che la Commissione creò una serie di Sottocommissioni e di Gruppi di Lavoro formati attorno a Membri della Commissione stessa con l'aggiunta di esperti dei diversi problemi.

La Commissione, mercè l'opera di questi gruppi, poté provvedere non solo all'emanazione di tabelle dei combustibili continuamente aggiornate, ma alla pubblicazione di veri e propri Manuali dedicati ai metodi tecnici più moderni per la valutazione delle caratteristiche dei carburanti e combustibili.

Citiamo fra gli altri il « Manuale dei metodi di valutazione delle proprietà antidetonanti e delle proprietà di accensione dei gasoli » preparato da un Gruppo di Lavoro diretto dal Prof. Capetti che costituisce un documento di alto valore tecnico per gli operatori italiani.

Questo stesso Gruppo di Lavoro presieduto da Capetti, del quale facevano parte Fessia della Lancia, Leidi della Stazione Sperimentale dei Combustibili di Milano, Mina dell'Aquila, Sirtori dell'Automobile Club d'Italia, Pollo e Zandonà della Fiat, curò la traduzione ufficiale in Italiano del manuale ASTM (American Society for Testing Materials) per la valutazione dei combustibili secondo i metodi Motor e Research, inoltre un Quaderno sui consigli pratici ad uso degli operatori dei motori C.F.R. nonché un Registro per la manutenzione dei motori C.F.R.

Questi manuali hanno fornito la base per lo svolgimento dei lavori pratici che hanno portato allo studio delle caratteristiche antidetonanti del parco circolante italiano con prove su strada.

Questa in breve l'attività CUNA nel campo dei combustibili.

Un altro campo doveva richiamare l'attenzione dei tecnici della CUNA: quello dei lubrificanti.

In questo settore la classificazione venne affrontata negli Stati Uniti; per i lubrificanti per motori in stretta collaborazione le Industrie americane del motore e del petrolio, sotto l'egida delle Autorità Militari, avevano emanato norme sempre più dettagliate per la valutazione e l'omologazione dei lubrificanti destinati a motori di impiego militare. Queste norme sono le famose « MIL Specifications ».

Esse si basano su motori di laboratorio, le cui tecniche di uso presentano un elevato grado di ripetibilità e di riproducibilità.

Le prescrizioni MIL però, ottime per la classificazione delle proprietà detergenti, non tenevano conto di alcune condizioni di esercizio e dei fenomeni ad esse correlati, ad esempio delle condizioni di marcia cosiddetta « Stop and go » che si traduce letteralmente « fermati e va ».

Per queste ragioni l'American Petroleum Institute (API) mise a punto nel 1952 una classificazione dei lubrificanti per motori Otto e Diesel in base al servizio: nacque così, per i motori Otto, i lubrificanti per servizio ML-MM-MS e, per i Diesel, i lubrificanti DM-DS-DG.

Sorsero però ulteriori difficoltà perchè la classificazione API non dava indicazioni sulle caratteristiche che un olio deve avere per essere usato nelle varie condizioni di servizio; di conseguenza ogni Casa produttrice di lubrificanti era libera di mettere in commercio, ad esempio come olii per servizio MS, lubrificanti con caratteristiche disparate. Per questa ragione, negli USA, Chrysler, Gene-

ral Motor e Ford furono costrette a mettere a punto nel 1957 dei metodi di prova su motori in vera scala che « esprimessero in termini quantitativi che cosa intendono dire i motoristi quando raccomandano un olio per servizio MS ».

L'introduzione di prove su motore in vera scala suscitò, in principio, molta diffidenza e molte reazioni negative ma, gradualmente, anche le Case petrolifere accettarono questi nuovi criteri e nel 1958 nacquero ufficialmente le sequenze MS per giudicare un olio classificato come lubrificante per servizio MS. Queste sequenze, più tardi unificate dalla ASTM, non vennero però adottate dall'API che si limita tutt'ora a definire i vari tipi di servizio senza indicazione dei metodi di prova atti a identificare questi olii: questa carenza di metodi di prova per una identificazione unificata consente quindi ancora, da un lato, l'esistenza di differenze di comportamento tra gli olii per servizio MS e quelli che superano le sequenze MS e, dall'altro, non poté contrastare lo sviluppo di tutta una serie di metodi e criteri di valutazione non omogenei ed unificati.

Come si vede la situazione si era grandemente complicata in USA: l'adozione di prove su motori veri, scelti nella gamma dei motori prodotti secondo differenziati criteri di severità nei confronti delle singole caratteristiche da valutare porta ad un netto distacco tra gli USA e l'Europa.

I motori europei, come è noto, sono tutti di cilindrata molto più piccola dei motori americani; inoltre in Europa prevalgono i percorsi su strada di montagna e collina: ciò porta ad un programma di impiego del motore europeo nettamente diverso dal programma usato dall'utente americano.

In Italia era sempre prevalso il concetto di utilizzare sui motori olii che avessero superato le norme MIL e le MS. Si spingeva poi lo scrupolo nel valutare un olio nuovo, fino a valersi dell'omologa-

zione americana inviando i campioni in quel paese.

Con l'adozione delle nuove sequenze, impieganti motori di serie americane, per i motivi già accennati, e cioè l'impiego molto differente del motore nei due Paesi, cominciarono ad emergere dubbi che la valutazione americana corrispondesse alle condizioni europee. Le ragioni di ciò risiedono nel fatto che le condizioni incontrate nei piccoli motori europei sono più severe di quelle dei grandi motori americani impiegati nelle prove MS.

Ci sono poi delle differenze nel disegno e nella metallurgia di alcuni componenti; per esempio le sollecitazioni termiche di un lubrificante nella zona degli anelli stantuffo dei motori europei sono generalmente più grandi di quelle incontrate in alcune sequenze MS di prova. Per questo un olio può dare un comportamento completamente soddisfacente nelle prove MS e tuttavia portare ad incollamento degli anelli nei motori europei. Ci sono pure altre differenze: i carichi sugli eccentrici e sulle punterie dei motori americani sono minori di quelli generalmente incontrati nei motori europei, e così pure sono differenti i materiali impiegati. Per tutte queste ragioni è necessario condurre delle ulteriori prove oltre quelle delle sequenze MS.

Altre difficoltà pratiche esistono nell'adoperare motori americani in Europa. Dopo che le prove MS sono state introdotte in America esse hanno subito continue modifiche per tenersi allineate con i cambiamenti nei motori di produzione. A parte il disturbo e le spese che ciò comporta, è molto difficile per i Laboratori europei essere al corrente di questi cambiamenti, e ciò per la distanza e per la difficoltà di comunicare sistematicamente e tempestivamente con i costruttori dei motori americani.

Quanto sopra giustifica la necessità di studiare delle norme nuove per la valutazione dei lubrificanti in Europa.

A questo punto si poneva il problema di lasciare che i singoli Paesi Europei con i propri Enti di unificazione emanassero norme nazionali impiegando motori differenti nei singoli Paesi costituenti l'Europa, oppure creare una collaborazione supernazionale tra le industrie dei motori e del petrolio dei differenti Paesi europei, che studiasse delle prove europee.

In Europa già fin dal 1958 si era dato vita ad una Commissione internazionale incaricata di studiare un metodo di prova di Laboratorio per il controllo delle proprietà detergenti dei lubrificanti. Questa commissione, chiamata C.E.C. (Coordinating European Council - Consiglio Europeo di Coordinazione) portò alla unificazione del metodo di prova su motore da Laboratorio Petter AV 1.

Volendo allargare l'attività del C.E.C. per giungere allo studio di norme generali e di valutazione degli olii lubrificanti si rese necessario, attraverso trattative piuttosto complesse, procedere ad un ampliamento del numero e del tipo degli esperti ottenendo che ogni paese nominasse almeno un motoraista ed un petroliere.

In Italia la commissione CUNA si trovava molto favorita, costituendo da tempo una sperimentata piattaforma di incontro tra le due industrie e gli utenti dei motori; fu quindi molto facile per l'Italia procedere alla nomina dei rappresentanti stabilita dal nuovo Statuto del C.E.C.

La cosa si presentò molto più complicata e laboriosa per molte delle nove nazioni che a tutt'oggi fanno parte del C.E.C., in quanto si dovette creare in molte di esse, un organo nazionale di cooperazione tra le dette industrie.

Ciò fu finalmente raggiunto dopo anni di paziente e tenace lavoro nel quale si distinsero rappresentanti dell'Italia, dell'Inghilterra, della Francia, del Belgio. Si giunse alla prima seduta di fondazione del C.E.C. così amplificata, a Torino il 5-11-1963.

A riconoscimento del rapporto dato alla costituzione del C.E.C.

dai rappresentanti italiani, fu nominato presidente per il primo periodo di due anni, il presidente della Commissione CUNA Combustibili e Lubrificanti.

D'allora il C.E.C. ha tenuto quattro sedute del Consiglio, ha formato diversi Comitati e Sottocomitati Tecnici per lo studio delle prove dei lubrificanti ed ha altresì costituito il Comitato Tecnico per i combustibili.

La creazione di un Ente di unificazione europea come il C.E.C. per lo sviluppo delle prove di comportamento dei combustibili e dei lubrificanti ha iniziato una nuova svolta nei lavori della Commissione CUNA per i combustibili ed i lubrificanti italiani.

Anche in questa nuova fase la CUNA ha saputo creare dei gruppi di autorevoli esperti che, valendosi del generoso appoggio dato dall'industria italiana del motore e del petrolio hanno ideato sequenze di prove utilizzando piccoli motori italiani che hanno grande probabilità di venire presi come base per l'unificazione europea.

\*\*\*

*Questa breve relazione sintetica dell'attività della commissione tecnica CUNA UNAVIA « Combustibili, Lubrificanti ed Affini », dalla sua fondazione fino ad oggi e della sua lusinghiera affermazione nel campo internazionale, mi dà la possibilità di esprimere, quale capo di questa commissione da oltre 25 anni, un caloroso ringraziamento ai presidenti della CUNA proff. ingg. Fessia, Gabrielli, Giacosa e a tutti i valorosi tecnici italiani che hanno collaborato e collaborano agli sviluppi dei lavori.*

*In particolare desidero esprimere la mia gratitudine ai docenti universitari per il loro prezioso apporto e primo fra tutti al professor Antonio Capetti.*

Carlo Felice Bona

*Direttore dei Laboratori Fiat, Capo della Commissione CUNA « Combustibili, Lubrificanti ed Affini », Presidente del Coordinating European Council (C.E.C.)*

## Severità dei motori e Numeri d'Ottano Strada

ENRICO ANTONELLI esamina l'utilità, sul piano pratico, di esprimere i Numeri d'Ottano Strada come medie ponderali del N. O. Research Method e del N. O. Motor Method. Questo permetterebbe l'immediata determinazione dei N. O. Strada del carburante (di cui dovrebbe però essere fornita, oltre al N.O.R.M., anche la «sensibilità»), una volta noto per ogni motore il «grado di severità». Risulterebbe così molto agevole controllare se la qualità «strada» della benzina impiegata soddisfano la Richiesta Ottanica di una particolare autovettura. Vengono inoltre esaminati il grado di approssimazione così raggiunto e gli errori che in questo modo possono commettersi.

1. — Nel campo della detonazione una grande distanza separa attualmente la ricerca teorica dall'applicazione pratica dei risultati da questa raggiunti. In effetti le numerosissime esperienze condotte in ogni parte del mondo hanno messo in luce da tempo l'enorme complessità del fenomeno e, in particolare, la fondamentale influenza esercitata dalle condizioni di funzionamento del motore sulla regolarità della combustione.

Sul piano tecnico-scientifico, si è cercato di esprimere e di sintetizzare questa influenza in un certo numero di parametri caratteristici. Così, per un carburante, si è dovuto accettare più di una prova al banco C.F.R., non essendo un solo metodo sufficiente a qualificare le benzine (principalmente il Research Method - R.M. - e il Motor Method - M.M. -). È stato poi necessario introdurre anche la valutazione su strada, espressa da tante curve o da tanti numeri (Numeri d'Ottano Strada - N.O.S. -) quanti sono i motori impiegati per fornire il giudizio. Così, per un motore, accanto al concetto di esigenza di carburanti di sufficienti qualità antidetonanti (Richiesta Ottanica - R.O. -), si è dovuto aggiungere la nozione di «severità» per giustificare la differenza di giudizio, su una stessa benzina, esistente fra diversi motori.

D'altro canto, sul piano pratico, la ricerca di estrema semplicità ha portato a lasciare da parte molti di questi indici (e i fenomeni fisici che essi rappresentano) e ha indotto ad accettare e

ad impiegare una relazione quanto mai approssimativa ed imprecisa, a confrontare cioè direttamente la richiesta ottanica del motore (per sicurezza, a volte, maggiorata) con la valutazione del carburante ottenuta al banco col Research Method:  $R.O. \leq N.O.R.M.$

In questa nota si propone allora una diversa relazione tra proprietà del carburante ed esigenza del motore che meglio tenga conto, globalmente, delle molteplici influenze sul fenomeno della detonazione. Nemmeno questa relazione è esatta dal punto di vista teorico, ma è certo più corretta di quella semplicissima prima citata, anche se inevitabilmente più complessa: si vuole qui, in sostanza, cercare di raggiungere un giusto compromesso tra semplicità pratica e rigore scientifico in un campo in cui, alla luce delle conoscenze finora acquisite, le due esigenze sembrano antitetiche.

2. — Tutte le ricerche sulla detonazione, anche quelle a carattere puramente teorico, nascono in sostanza dall'esigenza di raggiungere uno di questi due risultati finali: trovare, attraverso la conoscenza completa del fenomeno, i metodi migliori per contrastarlo; individuare un parametro che esprima quantitativamente le proprietà antidetonanti del carburante e permetta quindi di stabilire se quest'ultimo è adatto o meno ad un motore di cui si conosca l'esigenza di «qualità» della benzina. Fino ad oggi, benché innumerevoli siano stati gli studi sulla detonazione, ci si è dovuti accontentare di caratteriz-

zare i vari carburanti non con un parametro fisico assoluto, bensì mediante il raffronto con due idrocarburi semplici (isottano e normal-eptano) presi convenzionalmente come termini di paragone. La cosa non presenterebbe però dal lato pratico alcun inconveniente, anche se dal punto di vista teorico sta a dimostrare l'incompleto successo delle ricerche, se il parametro N.O. fosse determinabile univocamente per ogni carburante. Se infatti esprimesse una sostanziale proprietà del combustibile non dovrebbe avere alcuna importanza il motore impiegato per il confronto di comportamento con le miscele di riferimento. Purtroppo così non è: ogni benzina risente in modo diverso delle condizioni di prova e dà luogo a tanti N.O. quanti sono i motori e i metodi impiegati per determinarli. Per superare in qualche modo la difficoltà di fornire per ogni benzina in commercio tanti N.O. (si tratterebbe qui di N.O.S.) quanti sono di volta in volta i tipi di autovettura circolanti, è nata e permane tuttora l'esigenza di avere per le prove di laboratorio un motore-campione, il cui comportamento (e il cui giudizio, quindi) sia il più vicino possibile a quello dei motori che la tecnica via via produce. Questo spiega le alterne fortune dei due metodi principali di prova al banco delle benzine «auto» (il Motor Method e il Research Method) a seconda della migliore o peggiore correlazione delle loro valutazioni con quelle effettuabili su strada con i motori dell'epoca. Questo spie-

ga pure il moltiplicarsi, in tutti i paesi, dei tentativi di realizzare un nuovo motore da laboratorio che abbia un comportamento strettamente corrispondente a quello dei motori ivi impiegati su autovettura. Purtroppo, anche se si riuscisse a trovare questo motore ideale, non solo esso dovrebbe mutare col volgere degli anni e col progredire della tecnica, ma darebbe delle indicazioni corrispondenti alla media di quelle determinabili nell'impiego pratico e quindi diverse da quelle ottenibili singolarmente su ogni motore. Ecco perché vari ricercatori italiani e stranieri hanno affermato che è meglio conservare tutti e due i metodi attuali, in quanto dalle loro diverse valutazioni si possono trarre utili indicazioni sul comportamento reale del carburante, comportamento definito dai singoli numeri d'ottano strada (determinati, per esempio, con la procedura Modified Union Town). I due metodi permettono infatti di stabilire la minore o maggiore sensibilità del carburante alle variazioni delle condizioni d'impiego, al punto che la «sensitivity» è definita proprio come differenza tra il N.O.R.M. e il N.O.M.M. (1), e in funzione di questa differenza, oltre che di uno dei due N.O. al banco C.F.R., possono essere calcolati i N.O.S. Per il N.O.S. si adopera qui sempre il plurale perché, come si è detto, una stessa benzina ha tanti N.O.S. quanti sono i motori in esame. Le formule pratiche per il calcolo dei N.O.S. hanno pertanto valore limitatamente ad un certo modello di autovettura, a meno che esse forniscano valori medi di N.O.S., nel qual caso sono valide per la produzione di un certo anno o per il parco automobilistico esistente ad un dato momen-

(1) Con questa assunzione si viene anche ad attribuire convenzionalmente alle miscele dei due idrocarburi-campione una sensibilità nulla, e questo d'altra parte permette di determinare la R. O. di un motore proprio impiegando esclusivamente i riferimenti primari.

to (e talvolta per una sola nazione).

Si citano qui di seguito alcuni esempi di formule impiegate per i N.O.S. determinabili col metodo Modified Union Town (M.U.T.):

$$N.O.S. = a \cdot N.O.R.M. + (1-a) \cdot N.O.M.M. \text{ (americana)}$$

$$N.O.S. = N.O.R.M. - (S/b)^2 \text{ (inglese)}$$

$$N.O.S. = N.O.R.M. - (S/A + S^2/B) \text{ (proposta in Italia da G. M. Mozzi nel 1955)}$$

dove con  $S$  è indicata la sensibilità, e con  $a$ ,  $b$ ,  $A$ ,  $B$ , quattro costanti scelte opportunamente di volta in volta; evidentemente tanto più complessa è la formula e tanto più ampio è il suo campo di validità a pari approssimazione.

3. — Tutte queste relazioni vengono però ricavate ed usate soltanto per esprimere analiticamente i risultati di una serie di esperienze, ma non sono impiegate (né sovente lo potrebbero) per una comoda determinazione pratica delle qualità «strada» di un carburante. Normalmente infatti, di una benzina, viene fornito il campo di tolleranza del N.O.R.M., ma non se ne conosce affatto la sensitivity (o, ciò che è lo stesso, il N.O.M.M.). Non è poi noto nessuno dei suoi N.O.S., ma di questo non si può certo far colpa alle società petrolifere, che attraverso il C.O.R.C. (2) si sono preoccupate nell'ultimo quinquennio di fornire addirittura le R.O. per tutte le principali autovetture del mercato europeo. In effetti nei N.O.S. compaiono già, oltre alle proprietà della benzina, le caratteristiche del motore e, anche se ci fosse accordo sull'ente cui attribuire il compito di questa determinazione, non sarebbe d'altra parte pensabile che tutte le benzine venissero accompagnate ogni volta da una tabel-

(2) Cooperative Octane Requirement Committee.

la di indici, magari anche calcolati semplicemente per via analitica. Se pure, dunque, si possono richiedere alle industrie petrolifere entrambi i N.O. al banco C.F.R., manca ancora alla catena un anello che permetta di ottenere un parametro da confrontare con la R.O., in altre parole manca la conoscenza, per ogni motore, del tipo adatto di formula e dei suoi coefficienti. Ora non si può pretendere un impiego pratico di relazioni di secondo grado; ci si deve pertanto limitare a quelle lineari, alle formu-

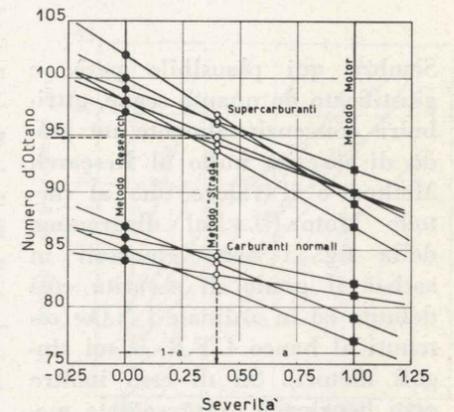


Fig. 1 - Determinazione del «grado di severità» di un motore attraverso la conoscenza del N.O.R.M. e del N.O.M.M. di un carburante e la misura del suo N.O.S.

le cioè di tipo americano. Esse hanno il pregio di mettere in evidenza, e in modo semplice, sebbene necessariamente un po' impreciso, la complessa influenza sulla regolarità della combustione esercitata da tutto l'insieme delle caratteristiche motoristiche, cioè, in una parola, la «severità» del motore. Si ammette comunemente che un motore è tanto più severo quanto più bassa è su di esso la resistenza alla detonazione dei carburanti «sensitivi»; ciò equivale ad affermare che un motore è tanto più severo quanto più bassi sono i N.O.S. che esso fornisce. Ancora recentemente non era stata definita una severità di riferimento, né una sua unità di misura, benché universalmente si ritenga il metodo Motor più severo di quello Research.

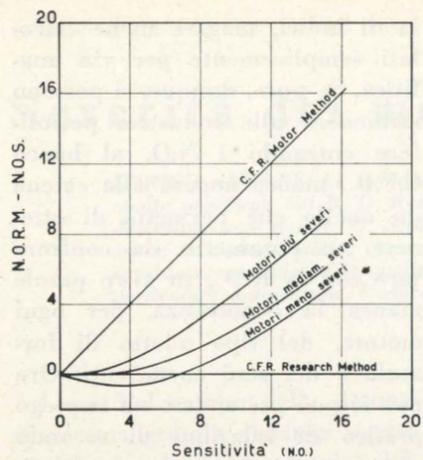


Fig. 2 - Valutazioni di carburanti a diversa sensibilità (da parte di motori americani) a confronto con i « giudizi » forniti dai due metodi al banco C.F.R.

Sembra qui plausibile però, e giustificato da quanto segue, attribuire convenzionalmente un grado di severità nullo al Research Method e il valore uno al metodo Motor (3). Sul diagramma della fig. 1 sono riportati in ascisse il grado di severità così definito ed in ordinate i N.O. (ottenuti al banco C.F.R. o sui singoli motori). Su di esso inoltre ogni benzina è rappresentata mediante la retta individuata dai due punti (0, N.O.R.M.) e (1, N.O.M.M.). Se adesso su una di queste rette, cioè per un determinato carburante, viene individuato il punto di ordinata pari al suo N.O.S. ottenuto su un dato motore, l'ascissa di questo punto misurerà la severità del motore stesso. Se si ripete l'operazione per altre benzine (valutate però sempre da quel medesimo motore), le relative ascisse dovranno coincidere tutte le volte che è possibile definire la severità con un unico indice. Questo accadrà certamente per quei motori per i quali i N.O.S. sono determinabili analiticamente mediante relazioni lineari del tipo visto. Il grado di severità che si ricava dal diagramma non è infatti altro che il coefficiente  $(1-a)$  della formula

(3) Sono ammissibili, anche se rari, gradi di severità negativi o maggiori dell'unità.

americana; questa afferma in effetti che il N.O.S. è la media ponderale del N.O.M.M. e del N.O.R.M., in cui i pesi sono rappresentati rispettivamente dal grado di severità  $(1-a)$  e dal suo complemento ad uno  $(a)$ .

In realtà gli americani stessi usano sovente altre formule, ancora sempre lineari, ma del tipo:

$$N.O.S. = m \cdot N.O.R.M. + n \cdot N.O.M.M. + o \cdot O + p,$$

dove  $m, n, o, p$  sono costanti del motore (con  $m+n \neq 1$ ) ed  $O$  è la percentuale in volume di olefine. Ora, se pure  $O$  non variasse molto nelle varie benzine, trattandosi in genere di prodotti petroliferi aventi per ogni paese una stessa provenienza ed assoggettati ai medesimi processi di raffinazione, ciò nondimeno la severità (rappresentata dall'ascissa del diagramma di fig. 1) non rimarrebbe costante (4).

È vero però che queste formule cercano una approssimazione con i risultati sperimentali superiore a quella richiesta per gli usi quotidiani, per cui anche in questi casi ci si potrebbe accontentare delle corrispondenti relazioni lineari del primo tipo, cioè di quelle « ponderali ». Bisogna inoltre tenere presente che proprio negli U.S.A., dove si impiegano e sono accettate formule del tipo ponderale, frequenti controlli (surveys) su tutto il parco automobilistico hanno portato a risultati che farebbero propendere invece per relazioni di secondo grado. Se infatti si esamina la

(4) Si sbaglierebbe se, per analogia, si assumesse  $n$  come grado di severità, volendosi avere anche in questo caso una misura della severità del motore. L'esame attento della formula e magari, più comodamente, la sua rappresentazione su un piano N.O.-Sensitivita' (analogo a quello della fig. 2) lo confermano; di più: anche se ci si volesse limitare a definire una severità apparente o una severità differenziale  $o$ , ancora, incrementale, si otterrebbero per esse valori diversi al variare, non soltanto della sensitività, ma persino del N.O.R.M. della benzina in esame, mentre ciò non accade nel caso delle più complesse formule di tipo quadratico più sopra riportate.

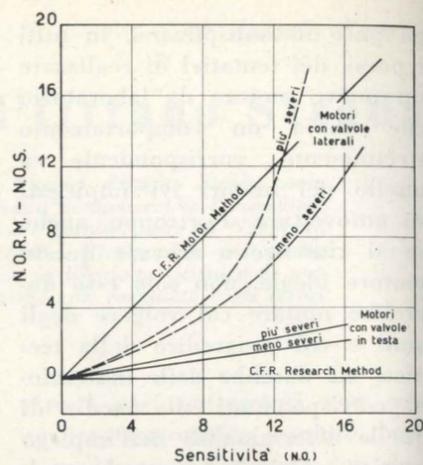


Fig. 3 - Valutazioni di carburanti a diversa sensibilità (da parte dei motori inglesi del 1952) a confronto con i « giudizi » forniti dai due metodi al banco C.F.R.

fig. 2, in cui sono diagrammati i risultati di un « survey » americano, si nota come la severità è tutt'altro che costante, benché l'ammettere nel campo di pratico impiego un valore medio della severità porterebbe ad errori dell'ordine di circa 1 N.O.. (Si tenga presente che in questi diagrammi la congiungente l'origine con un punto generico di una curva rappresenta con la sua pendenza la severità apparente, mentre la tangente locale alla curva fornisce la severità differenziale; severità costante significa quindi linea retta passante per l'origine). Se si passa ora ad esaminare i motori europei ed in particolare quelli inglesi, per i quali nel 1952 fu effettuato un controllo da parte di Eatwell e Withers, ci si rende conto che in realtà l'approssimazione è migliore (fig. 3). I motori a valvole laterali (in figura riportati con linee a tratti), che hanno un comportamento molto simile a quello dei più severi motori americani, sono al giorno d'oggi praticamente assenti dalla circolazione automobilistica; quelli a valvole in testa presentano relazioni praticamente lineari (nel diagramma, a linea continua), quindi a severità costante, e ad essi possono pertanto applicarsi formule del primo tipo. L'unica obiezione che si può fare è che

i grafici precedenti si riferiscono ad un insieme di vetture e la linearità potrebbe derivare dall'aver effettuato la media fra due gruppi di autovetture, il primo a severità crescente, l'altro decrescente. Non disponendo qui dei risultati originali non si può decidere in merito, benché l'ipotesi prospettata sia poco probabile. In ogni caso si tratterebbe di valutare per ogni motore l'entità dell'errore a cui porterebbe, con i carburanti del commercio, la formula adottata, e di deciderne in conseguenza l'accettabilità o meno sul piano pratico: va tenu-

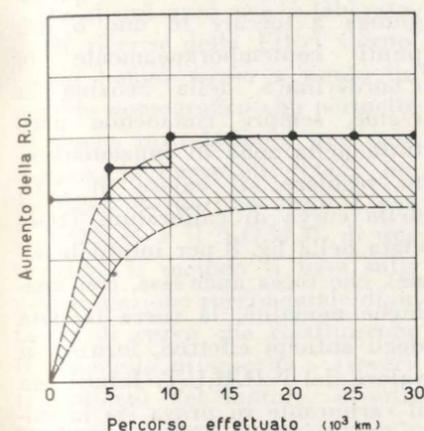


Fig. 4 - « Invecchiamento » di un motore: banda tipica di aumento della R.O. con il percorso effettuato dall'autovettura (o con il numero di ore di funzionamento). Sostituzione della fascia di dispersione delle curve con un incremento iniziale di sicurezza e due aumenti finiti successivi.

te presente che il campo di tipi di carburante normalmente impiegati è più ristretto di quello relativo alle esperienze delle compagnie petrolifere, per il quale sono state trovate le formule precedenti. In caso positivo la relazione  $R.O. \leq N.O.R.M.$  sarebbe sostituita da quest'altra indubbiamente sempre più precisa:  $R.O. \leq (N.O.R.M. - x \cdot S)$ , dove, per comodità, il grado di severità, finora rappresentato dal coefficiente  $(1-a)$ , è stato indicato con  $x$  e dove  $S$  rappresenta, al solito, la sensitività del carburante. Per mettere in evidenza i vantaggi del metodo e la semplicità del calcolo sono confrontati due casi che potrebbero verificarsi normalmen-

te per un motore di elevate prestazioni e di caratteristiche:  $R.O. = 95$  N.O., Grado di severità  $x = 0,5$ .

1° carburante: N.O.R.M. = 98, N.O.M.M. = 92 cioè  $S = 6$  N.O.  
2° carburante: N.O.R.M. = 98, N.O.M.M. = 88 cioè  $S = 10$  N.O.

1° carburante: N.O.S. =  $98 - 0,5 \cdot 6 = 98 - 3 = 95$

2° carburante: N.O.S. =  $98 - 0,5 \cdot 10 = 98 - 5 = 93$

Attualmente si riterrebbero più che adatte al motore entrambe le benzine ( $R.O. = 95 < 98 = N.O.R.M.$ ); l'uso del grado di severità porta invece a concludere che il secondo carburante non riesce a soddisfare la R.O. dell'autovettura. Il metodo porta inoltre a distinguere tra proprietà del carburante (N.O.R.M. e Sensitività) e caratteristiche del motore (R.O. e Severità), mentre nel N.O.S. esse compaiono indifferenziate; e questo è particolarmente utile sul piano pratico anche se è discutibile dal lato teorico.

Volendo conseguire una precisione migliore è poi possibile fornire l'« invecchiamento », cioè lo aumento di R.O. dovuto all'accumularsi nella camera di combustione di depositi lasciati durante il funzionamento dal carburante e dal lubrificante. Anche qui il problema potrebbe essere molto semplificato. Una comoda soluzione pratica è quella di sostituire alla banda tratteggiata della fig. 4 (la dispersione dei risultati è dovuta principalmente al tipo di benzina e di olio impiegati) la spezzata ivi segnata a tratto continuo. Si fornirebbe in sostanza una R.O. iniziale di sicurezza e un incremento da applicare due volte soltanto, a 5000 e a 10.000 chilometri circa di percorso; dopodiché si potrebbe considerare la R.O. praticamente costante.

4. — Se si vuole comprendere esattamente quale tipo di impre-

cisione comporti l'assunzione precedente di un grado costante di severità, bisogna esaminare un po' nei particolari come avviene la determinazione dei N.O.S. di un carburante e della R.O. di un motore e come con essi possono essere correlati il N.O.R.M. e il N.O.M.M. del carburante stesso. Si prenda in esame il più completo metodo Modified Borderline (M.B.), che permette fra l'altro di risalire anche al valore di N.O.S. determinabile col Modified Union Town (M.U.T.): esso non fornisce in realtà un numero, ma una curva di N.O.S. in

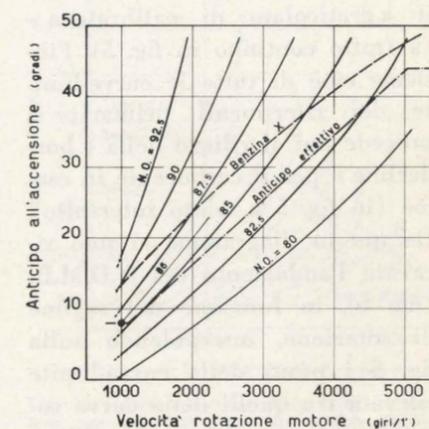


Fig. 5 - Determinazione del graticolato di calibratura, della curva limite del carburante in esame, della R.O. del motore impiegato, secondo il metodo Modified Borderline.

funzione del regime di rotazione del motore.

Il metodo consiste in una serie di accelerate a fondo, a partire dalla più bassa velocità ammissibile, su strada piana ed asciutta e in condizioni ambientali stabili. Il motore è provato sulla vettura originale ed è collegato alle ruote in presa diretta o nel rapporto più prossimo a questa. Il metodo prevede inoltre il bloccaggio del regolatore pneumatico di anticipo all'accensione ed eventualmente anche di quello meccanico. Durante ogni accelerata l'anticipo stesso viene variato manualmente in modo da conservare la detonazione al livello di « tracce ». Si dispone di un misuratore continuo di anticipo, e quest'ultimo viene annotato ad ogni in-

cremento di velocità di 500 giri/min. Riportando su un diagramma cartesiano (fig. 5) i valori di « anticipo per tracce di battito » in funzione del regime di rotazione del motore e collegando fra loro i punti così trovati si ottiene per ogni carburante una linea, detta « curva limite » (dove il nome Borderline al metodo) perchè separa il piano in due zone, una superiore di detonazione e una inferiore di funzionamento regolare. Nella determinazione dei N.O.S. (è prevista tutta una serie di precauzioni da adottare e di norme da osservare) si incomincia col tracciare il « graticolato di calibratura » (a tratto continuo in fig. 5), l'insieme cioè di tutte le curve-limite dei riferimenti primari; si procede poi al rilievo della « borderline » per il carburante in esame (in fig. 5 a tratto interrotto). Da questo diagramma si può ricavare l'andamento dei N.O.M.B. (fig. 6), in funzione del regime di rotazione, interpolando sulla fig. 5 i punti della curva-limite rilevata tra quelli delle curve costituenti il graticolato di calibratura. Sempre nella fig. 5 si può determinare molto facilmente la R.O. del motore riportando in diagramma la curva degli effettivi anticipi globali di accensione ai vari regimi (linea a tratto e punto) e tracciando inoltre (per interpolazione in genere) la curva

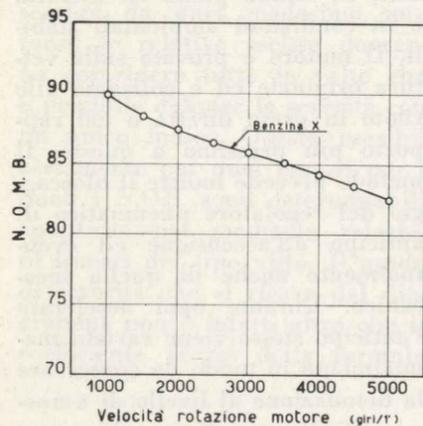


Fig. 6 - Determinazione della curva dei N.O.S. di un carburante in funzione del regime di rotazione, secondo il metodo Modified Borderline.

limite di calibratura a più basso N.O., che lasci tutta la linea di anticipo effettivo nel proprio campo di funzionamento regolare (curva a tratto sottile). Il valore del N.O. di questa curva-limite fornisce la R.O. del motore impiegato: R.O. = 86 nell'esempio della figura (5).

Se si volesse qualificare il carburante in esame con un solo N.O.S. si dovrebbe ricorrere invece al metodo Modified Union Town; il parametro che così si otterrebbe può essere però ricavato anche dal diagramma precedente, così come è fatto nella fig. 8. Il M.U.T. prevede infatti che le accelerazioni siano eseguite conservando inalterato il sistema di anticipo originale e adottando di volta in volta il massimo valore dell'anticipo fisso (cioè la corrispondente posizione di clettamento del distributore) che permette di effettuare tutta l'accelerata senza che la detonazione oltrepassi mai il livello di « tracce » (6). Riportando su un diagramma cartesiano, in ascisse, i N.O. delle miscele primarie impiegate e, in ordinate, i valori dell'anticipo fisso corrispondentemente adottati si ottiene adesso un'unica curva di calibratura (fig. 7). Entrando nel diagramma col valore del massimo anticipo fisso ammissibile per la benzina esaminata si legge in ascisse il corrispondente N.O. (M.U.T.). Volendo adesso servirsi del diagramma di fig. 5, è sufficiente traslare in senso verticale la curva degli

(5) Non occorre però ricavare numericamente la R.O., né tracciare la curva dei N.O.S. se si vuole soltanto determinare se un carburante (di cui si è rilevata la curva-limite) è adatto o meno al motore impiegato; il diagramma permette di stabilirlo immediatamente e con totale sicurezza: la risposta sarà positiva o negativa a seconda che la « borderline » della benzina sarà tutta superiore o meno alla curva dell'anticipo effettivo.

(6) È consigliato di non far superare all'anticipo fisso 15° in più, né 10° in meno rispetto al valore fissato dal costruttore.

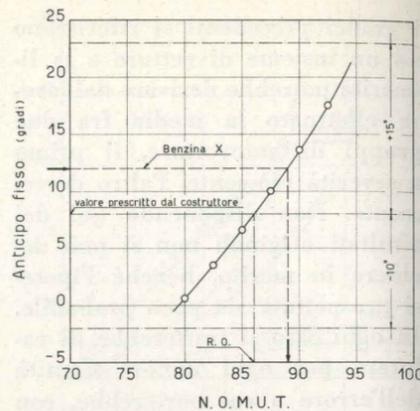


Fig. 7 - Determinazione del N.O.S. di un carburante secondo il metodo Modified Union Town.

anticipi effettivi fino a che questa giunga a toccare in uno o più punti contemporaneamente la « borderline » della benzina in esame, sempre rimanendo però tutta nella zona di funzionamento regolare; il valore di N.O. della curva di calibratura (tracciata nella fig. 8 per interpolazione), che tocca anch'essa, con analoghe modalità, la curva traslata degli anticipi effettivi, fornisce il valore del N.O.M.U.T. Infatti, sia il carburante in prova sia la miscela primaria così individuata, impiegati sul motore con l'anticipo fisso corrispondente alla curva traslata degli anticipi effettivi, durante l'accelerata raggiungerebbero ad una certa velocità, senza mai oltrepassarlo in intensità, il funzionamento con « tracce » di detonazione.

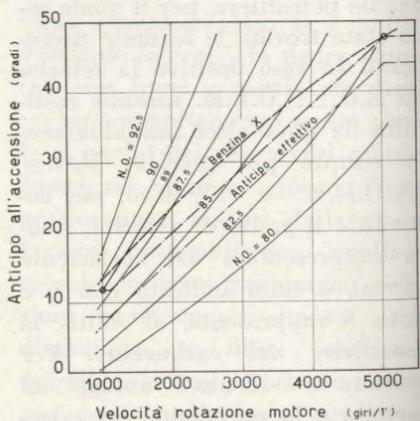


Fig. 8 - Determinazione del N.O. Modified Union Town di un carburante con l'uso del diagramma del metodo Modified Borderline.

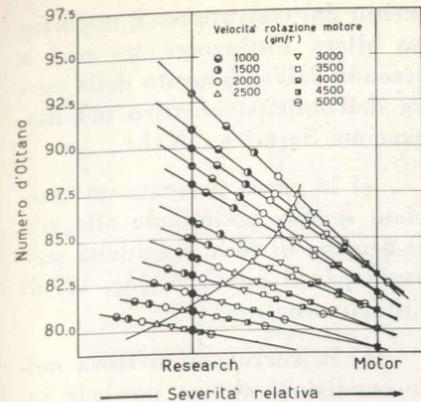


Fig. 9 - Determinazione del « modello di severità » di un motore attraverso la conoscenza del N.O.R.M. e del N.O.M.M. e la misura dei vari N.O.M.B. per diversi carburanti.

Da alcuni anni poi, i laboratori di ricerca della Ethyl Corporation hanno messo a punto un metodo nomografico che permette di porre in relazione, per ogni motore, le curve di N.O.S. del Modified Borderline Method con il N.O.R.M. e il N.O.M.M. di una benzina. Il metodo si basa sulla determinazione sperimentale di un fascio di curve che costituiscono il « modello di severità » (severity pattern) del motore, e sulle quali si possono successivamente individuare, conoscendo i due N.O. al banco C.F.R. di un carburante, i corrispondenti N.O.M.B. ai vari regimi di rotazione del motore stesso.

Più in particolare, si impiega qui un sistema di coordinate cartesiane analogo a quello della

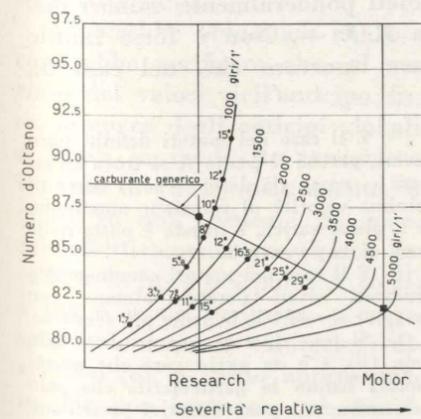


Fig. 10 - « Modello di severità » di un motore. (Vi sono segnati, a titolo d'esempio, alcuni dei valori corrispondenti di anticipo globale all'accensione).

fig. 1, ma con due differenze: la prima consiste nel fatto che non è definita la scala delle ascisse, ammettendosi soltanto che la severità cresce da sinistra a destra e sia maggiore per il metodo Motor che per quello Research; l'altra riguarda l'assunzione fatta per la scala delle ordinate, che non riportano i N.O. bensì gli « indici di prestazione » (I.P.) (7). Per lo scopo attuale però, il diagramma di fig. 9 riporta in ordinate ancora i N.O. anziché gli I.P.. D'altra parte, data l'originaria mancanza di una scala delle severità, e interessando in genere la sensibilità di una benzina un campo max. di una dozzina di punti di N.O., si è riscontrato che l'imprecisione dovuta alla « linearizzazione » in termini di N.O. della scala delle ordinate rientra nei limiti di riproducibilità delle prove sperimentali, e pertanto qui di seguito si fa riferimento sempre a diagrammi del tipo di fig. 9.

In sostanza il metodo consiste nel prendere in esame un certo numero di benzine di qualità antidetonanti differenti e nel riportarle sul diagramma come rette individuate dai rispettivi due punti di N.O.R.M. e N.O.M.M. (rappresentati nella fig. 9 con un cerchietto e un quadratino neri). Per ogni carburante, e sempre su un medesimo motore, si procede poi alla determinazione della serie dei N.O.M.B.. I diversi valori trovati vengono riportati non più su un

(7) L'indice di prestazione (Performance Number) può definirsi come la massima potenza ottenuta in assenza di detonazione, su motore aeronautico sovralimentato, con l'impiego del carburante in esame, espressa in per cento della max. potenza ottenibile, sempre in assenza di detonazione, con l'impiego di isotanno. È usato al posto del N.O. principalmente per valori superiori a 100 (è 100 N.O. = 100 I.P.) ed è legato allora a questo da una relazione lineare (1 N.O. = 3 I.P.). È impiegato però talvolta anche per valori inferiori a 100 ed è allora correlabile col N.O. dalla relazione non più lineare:

$$I.P. = \frac{2800}{128 - N.O.}$$

grafico del tipo della fig. 6, ma sulla retta corrispondente di fig. 9. Congiungendo per le varie benzine i punti di N.O.S. determinati ad uno stesso regime di rotazione del motore, si ottengono tante curve quante sono le velocità angolari prese in considerazione (normalmente ogni 500 giri/min a partire da 1000 giri/min o da 1500 giri/min a seconda del tipo di vettura). L'insieme di queste curve, che nella fig. 10 sono tracciate a linea spessa, costituisce il « modello di severità » del motore. Conosciuti

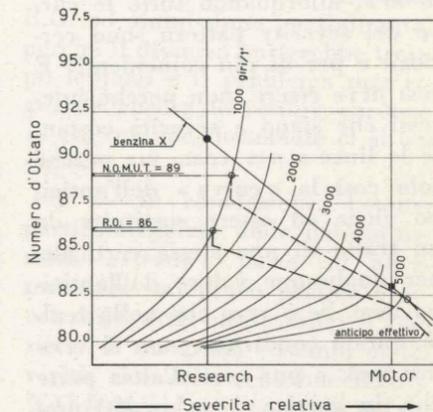


Fig. 11 - Determinazione della R.O. del motore, per una data legge di anticipo globale all'accensione, e del N.O.M.U.T. di un carburante (di cui sono noti il N.O.R.M. e il N.O.M.M.).

adesso il N.O.R.M. e il N.O.M.M. di una qualunque altra benzina è nota la sua retta, e i suoi N.O.S. si trovano nelle intersezioni di questa col fascio di curve del « severity pattern ».

Il metodo prevede ancora che si riporti per ogni punto sperimentale (appartenente alle curve di severità) il rispettivo valore dell'anticipo totale all'accensione (fig. 10). Questo procedimento non solo permette di tracciare la linea dell'anticipo effettivo (congiungendo su ogni curva a  $n = \text{cost.}$  il corrispondente valore dell'anticipo globale in condizioni di progetto — linea a tratti di fig. 11 —) e quindi di determinare la R.O. del motore, ma consente di ricavare anche il N.O.S. che si otterrebbe con il metodo

M.U.T. (8). È possibile inoltre determinare l'influenza sulla R.O. della tolleranza ammessa nei valori dell'anticipo automatico e, immediatamente nel caso di ordinate quotate in I.P., la perdita di coppia del funzionamento normale rispetto al caso di anticipo regolato in modo da ottenere la massima coppia motrice.

5. — Ritornando ora al problema della liceità o meno dell'impiego di formule ponderali, è evidente che sul piano teorico è possibile sostituire correttamente il « grado » di severità al « modello », allorché tutte le curve del severity pattern sono verticali e per di più coincidenti! E così deve essere, non perché interessi che siano a severità costante le linee a  $n = \text{cost.}$ , ma perché solo così la « curva » dell'anticipo viene ad essere costituita da un tratto di una stessa verticale, per qualunque valore dell'anticipo fisso. Se è vero che nella realtà questa condizione non si verifica mai, è pur vero d'altra parte che, in pratica, i carburanti prodotti — anche quelli ad esclusivo scopo di esperienze — hanno valori di sensitività finiti e compresi entro un certo campo (9).

(8) Analogamente a quanto si è fatto nel caso del metodo M.B., si tratta di incrementare (fig. 11) tutti i valori della curva di anticipo effettivo di una stessa entità — così come accadrebbe se si variasse l'anticipo fisso — finché la curva stessa venga a toccare in un suo punto la retta del carburante in esame. Il valore della miscela primaria che in queste condizioni tocca anch'essa, probabilmente in un punto diverso, la medesima curva di anticipo, costituisce il N.O.M.U.T.

(9) Le benzine in commercio, poi, hanno un campo di sensitività ancora più ristretto; questo non varia che a lunghi intervalli di anni essendo le sensitività funzione principalmente dei metodi industriali di produzione del carburante — aumentano progressivamente passando dalla semplice distillazione al cracking termico e da questo al reforming catalitico —. Su 150 campioni di benzine, esaminati nel corso dell'ultimo anno e mezzo (1964-1965) dal Laboratorio di Macchine del Politecnico di Torino, si è riscontrato che il carburante normale ha presentato sensitività compresa tra 3 ed 8 N.O. e il supercarburante tra 6 e 13 N.O.

Allora è sufficiente che la « curva » di anticipo sia costituita da una spezzata tutta inferiore, e sempre (per qualunque valore cioè dell'anticipo fisso), alla retta-benzina di massima sensitività passante per il suo punto di ordinata max.. Si può pure accettare che la curva del modello di severità, su cui si sposta questo punto al variare dell'anticipo fisso, e che in genere è quella di minimo regime di rotazione ammissibile a pieno carico, non sia verticale ma sia soltanto sufficientemente ripida, in modo che la max. variazione di ascissa — nel campo d'impiego — sia compresa nell'intervallo di tolleranza del grado di severità. Tutte le altre curve del severity pattern possono inoltre non essere particolarmente ripide, né coincidere fra loro. Ancora in questo caso è dunque legittimo l'uso di formule di tipo ponderale per esprimere i N.O. Modified Union Town.

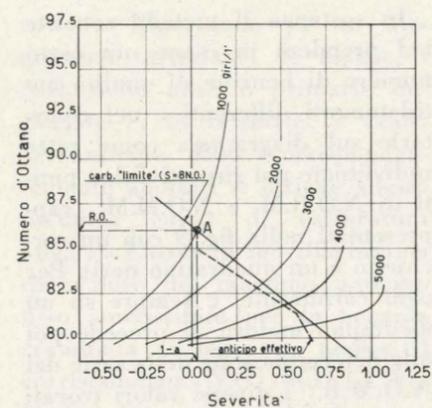


Fig. 12 - R.O. e grado di severità di un motore del tipo a).

Se si considera poi che lo scopo della presente analisi dei metodi di valutazione su strada dei carburanti è quello di determinare se la relazione ponderale permette di distinguere esattamente le benzine adatte ad un motore da quelle inadatte, si può riscontrare che le limitazioni sono ancora meno restrittive di quelle esaminate finora, in quanto esse riguardano soltanto la condizione in cui l'anticipo fisso ha il valore pre-

scritto dal costruttore. È opportuno allora distinguere tre casi a seconda dell'andamento della curva dell'anticipo effettivo nel diagramma Severità - N.O.:

a) la curva presenta un tracciato sempre sottostante alla retta-benzina di max. sensitività passante per il punto A (fig. 12) di ordinata massima (10);

b) la curva non si trova nelle condizioni a), ma possiede un punto angoloso B (fig. 13), tale che le due rette-benzina « m » ed « M » di minima e massima sensitività passanti per esso la lascino tutta nella zona loro sottostante. Il punto B si trova in genere sulla curva di minima velocità in cui viene raggiunto il valore massimo di anticipo all'accensione (11);

c) la curva non si trova in nessuna delle due condizioni precedenti (fig. 14) (12).

È immediato riscontrare che, se si assumono nel caso a) (o nel caso b)) l'ordinata e l'ascissa del punto A (o del punto B) rispettivamente come R.O. e grado di severità del motore, tutte le rette-benzina che intersecano la verticale per A (o per B) in punti superiori ad A stesso (o a B) — danno cioè luogo a N.O.S., calcolati ponderalmente, maggiori della R.O. — sono adatte al motore, e che l'opposto accade per quelle che intersecano la verticale sotto ad A (o a B) — N.O.S., calcolati ponderalmente, minori della R.O. —. Non è forse inutile fare osservare che, nel caso b),

(10) È il caso dei motori definiti poco severi, perché il punto A si trova in genere — come già detto — sulla curva di minima velocità di rotazione ammissibile a pieno carico, e questa è posta nella zona di bassa severità.

(11) È il caso dei motori comunemente giudicati severi perché valutano con maggior severità le benzine più sensitive.

(12) Si può ripetere quanto detto alla nota (11). C'è da aggiungere che questi motori hanno la particolarità che solo per carburanti poco sensitivi presentano la maggior detonazione a bassi numeri di giri, mentre per quelli molto sensitivi questa si verifica più frequentemente agli alti regimi di rotazione.

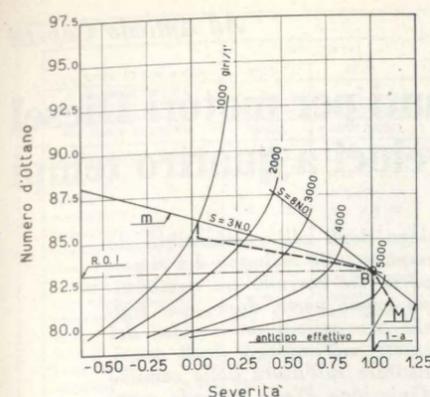


Fig. 13 - R.O. e grado di severità di un motore del tipo b).

la R.O. così determinata e i N.O.S., calcolati mediante il grado di severità del punto B, differiscono da quelli ottenibili con il metodo Modified Union Town, ma che non per questo si introduce qui un errore di giudizio; infatti le « semirette » m ed M (fig. 13), corrispondenti a carburanti di minima e massima sensitività del commercio, dividono ancora il diagramma in due zone: quella superiore contiene tutte e sole le benzine, prodotte, adatte al motore; l'altra comprende tutte e sole quelle di qualità insufficienti; il metodo non è però applicabile con pari precisione a carburanti, eventualmente producibili, di sensitività sufficientemente minore della minima qui adottata o sufficientemente maggiore della massima, e in particolare ai riferimenti primari — donde la non corrispondenza con il metodo M.U.T. — che hanno sensitività nulla.

Si potrebbe obiettare che occorrerebbe verificare che, al variare del valore dell'anticipo fisso, la curva degli anticipi globali si sposti in modo da conservare i punti A (o B) esattamente, o quasi, su una verticale. In generale effettivamente questo non accade, e la linea dei punti A (o B) è più o meno inclinata, e corrispondentemente le valutazioni diventano più o meno approssimate. Ma non interessa qui, in effetti, giudicare esattamente benzine aventi qualità inferiori o superiori alla R.O. del motore, ma

soltanto decidere senza possibilità di errore se esse sono adatte o meno. Soltanto le benzine che danno luogo a « tracce » di detonazione nelle condizioni di anticipo di progetto sono giudicate allora con precisione. Per tutte le altre, le valutazioni sono più o meno approssimate, ma il giudizio non è mai positivo se deve essere negativo, o viceversa.

Può accadere però che per un motore si verifichi il caso c), cioè che non esista un punto della curva di anticipo effettivo tale che le « semirette » m ed M passanti per esso lascino tutta la curva nella parte sottostante del piano. Le difficoltà possono essere ugualmente superate, e abbastanza soddisfacentemente, in questo modo: si prendano ancora in considerazione carburanti aventi i valori estremi, minimo e massimo, di sensitività e si provino in ordine di qualità decrescenti; si troveranno sempre due benzine « limite » che tocchino — in punti diversi — la curva dell'anticipo automatico effettivo. Esse si intersecano in un punto C esterno alla curva stessa. È opportuno assumere l'ordinata e l'ascissa di C a definire la R.O. e il grado di severità del motore. L'errore che si può commettere con carburanti di media sensitività è in questo modo a vantaggio della sicurezza di funzionamento. Infatti può adesso capitare che alcune benzine, che intersecano la verticale per C in punti inferiori a C stesso (N.O.S., calcolati ponderalmente, minori della R.O. assunta), siano ancora adatte al moto-

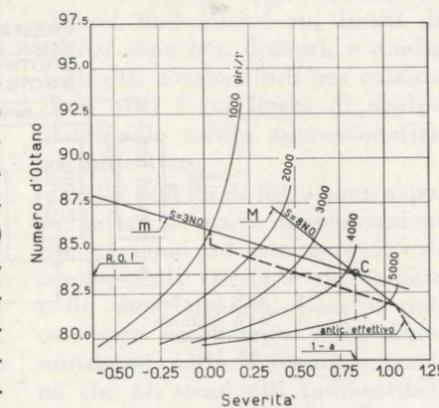


Fig. 14 - R.O. e grado di severità di un motore del tipo c).

re, ma non può verificarsi mai il caso opposto. Inoltre, di volta in volta, è possibile decidere sull'opportunità di determinare il punto C proprio con la benzina di minima sensitività o con una di sensitività bassa ma non proprio estrema; questa variante è suggerita da fattori economici, che spingono a non scartare benzine adatte, e da considerazioni tecniche, che assicurano che non è molto grave avere una leggera detonazione a basso numero di giri, dove è più facilmente avvertibile e di conseguenza evitabile.

Non si esamina il caso di motori che presentino la massima R.O. ad ammissione parzializzata, perché il discorso porterebbe troppo lontano e il problema non riguarda ancora le vetture europee di cui qui specificamente ci si occupa.

6. — In conclusione, l'esame particolareggiato delle determinazioni « strada » porta ad affermare che sul piano pratico è accettabile (ed auspicabile) l'adozione di un grado costante di severità, cioè della relazione  $R.O. \leq N.O.R.M. - x \cdot S$ , non solo nei casi in cui già attualmente sono impiegate — per altri scopi — formule di correlazione ponderali (caso a)), ma anche per tutti i motori la cui curva di anticipo effettivo si presenti nelle condizioni b). In tutti gli altri casi si può ancora adottare questo metodo. In effetti, se da un lato presenta allora una certa imprecisione, dall'altro comporta un errore a vantaggio della sicurezza di funzionamento e, comunque, inferiore a quello commesso con i metodi attuali.

Enrico Antonelli

Assistente ordinario alla cattedra di Macchine del Politecnico di Torino

#### BIBLIOGRAFIA

- A. CAPETTI, *Motori termici*, pp. 616-635, UTET, Torino 1964.
- C.U.N.A., *Manuale dei metodi di valutazione delle proprietà antidetonanti dei carburanti e delle qualità di accensione dei gasoli*, Torino, dicembre 1961.
- C. F. BONA, *Aumento del rapporto di compressione e problemi di correlazione*, Rivista ATA, gennaio 1955.
- G. M. Mozzi, *Una proposta per il numero di ottano su strada*, Rivista ATA, dicembre 1955.

# Olii combustibili da caldaia ed olii lubrificanti per motori Diesel lenti a due tempi di grande diametro e semiveloci a quattro tempi

GIUSEPPE SIMONETTI, fatta una breve premessa sull'estendersi dell'impiego degli olii combustibili da caldaia nel campo dei motori Diesel di grande diametro e semiveloci a 4 tempi, e sullo sviluppo dei rispettivi olii lubrificanti, espone alcuni criteri fondamentali che regolano i rapporti che corrono tra combustibili, olii lubrificanti e motori per un buon esercizio di quest'ultimi. In una prima parte, dopo aver trattato delle caratteristiche degli olii combustibili pesanti da caldaia, cioè olii provenienti dai residui dei processi di distillazione del crudo, vengono esaminati alcuni particolari aspetti sull'impiego degli stessi, come la depurazione, l'effetto delle sostanze nocive presenti nell'olio combustibile sull'usura delle camicie cilindro dei grandi motori Diesel, la viscosità in funzione della pressione d'iniezione. Nella seconda parte vengono invece esaminate le qualità e le caratteristiche che devono avere gli olii lubrificanti per la lubrificazione dei cilindri dei grandi motori Diesel, cioè i cosiddetti olii anticorrosivi e per ultimo nella terza parte, viene trattato un campo di recente sviluppo cioè quello sull'impiego degli olii combustibili pesanti nei motori Diesel semiveloci a 4 tempi.

## Premessa

Nel campo dei grandi motori Diesel navali e terrestri ormai si può ritenere entrato nella pratica comune l'uso degli olii combustibili da caldaia, cioè olii che sono costituiti da residui di distillazione del crudo, quali i residui ottenuti dagli impianti di distillazione atmosferica o dalle unità ad alto vuoto, e dai processi di cracking come appare dagli schemi di fig. 1.

La qualità di questi residui dipende dal tipo di crudo trattato e dal tipo di ciclo di distillazione adottato dalle raffinerie. Residui provenienti da un ciclo di distillazione come quello citato con lettera C nella fig. 1, sono da considerarsi di cattiva qualità, sia perché privi di frazioni di distillati, sia per la loro alta viscosità e perché molto ricchi di sostanze nocive come asfalti, zolfo, ceneri, ecc. Gli olii combustibili da caldaia in rapporto alla qualità ed alla possibilità di maneggevolezza e di impiego (per esempio la viscosità massima accettabile per un pompaggio economico è di circa 4000 sec. Redwood pari a circa 130 Engler alla stessa temperatura) possono essere costituiti totalmente da residui di un determinato ciclo di distillazione oppure da prodotti la cui viscosità è corretta durante la fabbricazione miscelando residui di alta viscosità con distillati o residui di bassa viscosità.

Con l'estendersi degli impianti a maggior resa di distillati, è da prevedere che in futuro gli olii

combustibili pesanti da caldaia peggiorino soprattutto in rapporto alla qualità delle sostanze nocive presenti nel combustibile stesso. Per esempio negli anni antecedenti al 1944 la qualità di tali combustibili reperibili sul mercato era da considerarsi abbastanza soddisfacente in quanto rappresentavano circa il 40% del crudo trattato, quindi ancora ricchi di distillati leggeri. Dopo il 1944, cioè praticamente dopo l'ultima grande guerra, con il perfezionarsi dei trattamenti di cracking questi combustibili, manifestarono un notevole peggioramento della qualità.

Infatti da ns/ statistiche di analisi di combustibili prelevati su navi, lo zolfo, che come si vedrà più avanti è elemento di notevole importanza, nel periodo dal 1938 al 1944 si aggirava, per l'olio combustibile fluido e pesante fino a  $1 \div 1,3\%$  mentre per gli stessi combustibili dopo il 1944 fino ad oggi da 2,5 a 4%.

Comunque, nonostante che sul mercato non vi sia un ben determinato tipo di olio combustibile pesante adatto per motori Diesel e nonostante che neanche in un prossimo futuro per le ragioni dette in precedenza si preveda un cambiamento in tale senso, in

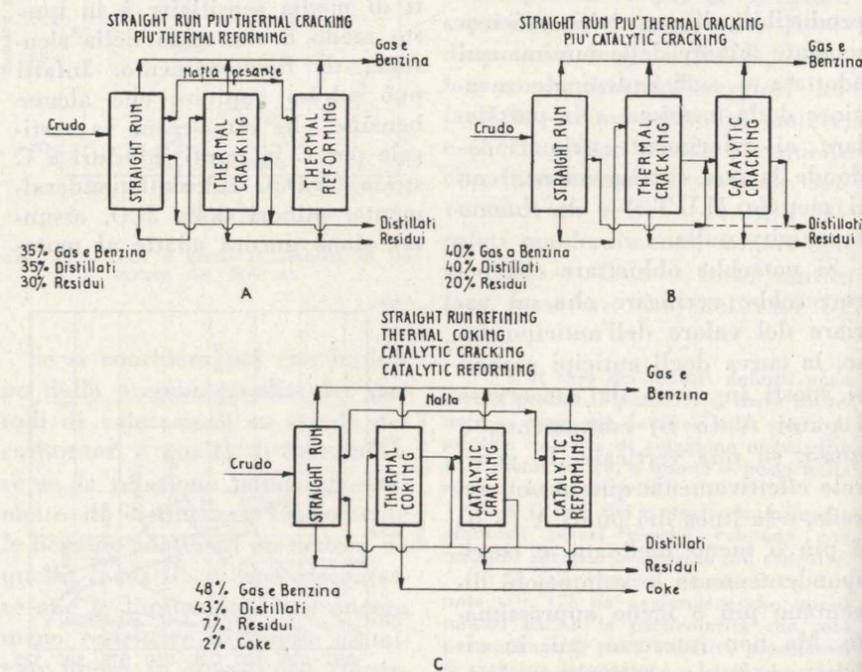


Fig. 1 - Cicli di distillazione e raffinazione degli olii combustibili e loro rese. Il ciclo C è uno dei cicli che va più diffondendosi. I residui rappresentano una piccola percentuale del crudo, sono di alta viscosità e densità e ricchi di sostanze nocive come asfalti, zolfo, ceneri.

CLASSIFICAZIONE ASTM	OLII DIESEL			OLII COMBUSTIBILI PER CALDAIE		
	N°2D	N°4D	N°4	N°5		N°6
	A	B	-	E	F	G-H
CLASSIFICAZIONE B.S.S.				INTERMEDIATE FUEL OILS		INTERMEDIATE-BUNKER C
DENOMINAZIONI	MARINE DIESEL LIGHT	MARINE DIESEL HEAVY	MARINE DIESEL 100	LIGHT MARINE FUEL OIL		MEDIUM MARINE FUEL OIL
PIU USATE IN MARINA	GASOLIO	MARINE DIESEL	-	MEDIUM MARINE FUEL OIL		MARINE FUEL OIL
CLASSIFICAZIONE ITALIANA	GASOLIO	DIESEL EXTRA	FLUIDISSIMO	FLUIDO	SEMIFLUIDO	DENSO
Densità a 15°C	0,83 - 0,89	0,86 - 0,92	0,89 - 0,92	0,89 - 0,94	0,92 - 0,95	> 0,94
Viscosità Engler a 15°C	max 2,1	12,5 [6]	12,5 17	-	-	-
Viscosità Engler a 50°C	max 1,32 (1,32)	2,4 [1,8] (3)	2,4 (3)	4,5 (5)	11 [15] (7)	84 [45] (>7)
Viscosità Engler a 100°C	max -	-	-	1,4	1,55 1,58	2 2,1 1,7
Punto di scorrimento (°C)	max -12 (-1,6)	-12	-7	-	-	-
Punto di infiammabilità (°C)	min 52 (55)	54 (65) (65)	54 (65)	54 (65)	54 (65)	66 65
Pot. cal superiore (Cal/Kg)	min 10550	10400 (10300) (10300)	10300 (10300)	10200 (10200)	10000 (10100)	9900 (10000)
Acidità minerale ed alcalinità	assente	assente	assente	assente	assente	assente
Acqua e sedimenti	% max 0,1	0,5 [0,35] (0,5)	0,5 (0,5)	1 (1)	1 (2)	2 (2)
Zolfo	% max 1 (1,25)	2 [1,8] (2,5)	2 (2,5)	2,5	3,5	5 (4)
Ceneri	% max 0,02 (0,01)	0,1 [0,02] (0,03)	0,1 (0,03)	0,1 (0,1)	0,1	0,15 [0,12]
Residuo Conradson	% max 0,2 (0,25)	2 [1,5] (4)	5 (4)	6	10	15 [12]
Asfalto duro	% max 0,05	1	2,5	4	6	10 [8]
Distillato a 350°C	% min 90 (90)	-	-	-	-	-
N° di Catone	% min 40 (50)	30 [23] (30)	- (30)	-	-	-

Fig. 2 - Limiti di analisi degli olii Diesel e degli olii combustibili per caldaie.

questi ultimi tempi allo scopo di sostituire il Diesel-Oil di maggior costo, si è cercato di diffondere l'impiego dei combustibili pesanti da caldaia anche nel campo dei motori a 4 tempi semiveloci adatti come gruppi elettrogeni di bordo e per piccole Centrali di punta Diesel-elettriche.

Nel caso dei gruppi elettrogeni di bordo la tendenza ad estendere l'impiego dei combustibili pesanti, cioè lo stesso usato per il motore di propulsione, in luogo del gasolio o Diesel-Oil, dipende oltre che dal fattore prezzo del combustibile anche dall'indubbio vantaggio di avere a bordo un unico tipo di combustibile.

Nel campo invece degli olii lubrificanti adatti per i motori in oggetto, è doveroso dire che in questi ultimi anni si sono fatti molti progressi, in particolare per gli olii lubrificanti adatti per la lubrificazione delle camicie cilindro dei grandi motori Diesel il cui argomento sarà sviluppato nel corso della memoria.

A conclusione di questa premessa si può aggiungere che, a sopprimere certe deficienze degli olii combustibili da caldaia, i costruttori di motori, i progettisti degli impianti di bordo e i produttori degli olii lubrificanti, hanno cercato e cercano tuttora, ciascuno nel proprio campo, perfezionamenti atti a migliorare l'efficienza dei motori senza alterarne il fattore economico che è la ragione principale dell'estendersi dell'impiego degli olii combustibili pesanti sui

grandi motori Diesel a due tempi e semiveloci a 4 tempi.

## 1. — OLII COMBUSTIBILI.

Mentre nel campo degli olii lubrificanti si sono fatti notevoli passi sulla standardizzazione e classificazione dei prodotti, per gli olii combustibili da caldaia ad uso dei motori Diesel per le ragioni dette nella premessa, non riuscì possibile stabilire delle classi i cui limiti delle varie caratteristiche fossero accettabili da vari Enti di standardizzazione delle varie nazioni.

Un panorama, a carattere puramente indicativo delle varie limitazioni degli olii combustibili ricavate da dati statistici in dotazione alla FIAT Grandi Motori è esposto nella tabella di fig. 2.

Come si nota dalla tabella gli olii combustibili possono dividersi praticamente in due grandi classi e cioè: quella degli olii Diesel (Diesel fuel oils) i cui limiti di analisi sono ben definiti, e quella degli olii combustibili per caldaia (fuel oils) i cui limiti di analisi hanno solo valore approssimativo ed indicativo.

Nella tabella di fig. 3 sono esposte invece le varie denominazioni che vengono ad assumere i vari combustibili Diesel e da caldaia nelle varie nazioni. Così si può osservare nel campo delle denominazioni, internazionale e marina che gli stessi olii combustibili assumono denominazioni diverse. Così per combustibili della prima

classe, per esempio il Gasolio (gas-oil), in America può essere chiamato anche Diesel Oil Light e nell'ambito della marina, Marine Diesel Light.

La denominazione di Diesel-oil usata comunemente in Europa, in America prende quella di Diesel Oil Heavy e nella marina di Marine Diesel o Marine Diesel Heavy.

Alla seconda classe appartengono gli olii combustibili residui cioè quelli ad uso caldaie.

I gradi A.S.T.M. n. 4-5 ed in parte il n. 6 della normalizzazione americana indicati nelle tabelle 2 e 3 sono costituiti, in via di massima da residui o miscele di residui con distillati leggeri o pesanti. Nel campo della marina i combustibili che sono ottenuti attraverso tali miscele vengono chiamati anche Intermediate Fuel Oils e coprono il campo di viscosità da 200 a 2200 Redwood e vengono classificati in base alle viscosità in due modi: con sigla MD (M = Marine - D = Diesel) seguita dalla viscosità Redwood (esempio MD 400) oppure « Intermediate » seguito dalla viscosità divisa per cento (esempio « Intermediate » 15; 15 = 1500 Redwood a 100 °F).

## Proprietà degli olii combustibili pesanti

### — Viscosità.

La viscosità degli olii combustibili pesanti può arrivare fino a 6500 sec Redwood cioè ai cosiddetti Bunker C o Extra Heavy Fuel Oils, ma in via di massima i fornitori cercano di dare combustibili a viscosità intermedia ottenuta, come già accennato, con l'aggiunta ai residui molto viscosi di distillati o componenti residui a bassa viscosità allo scopo di renderli di più facile impiego e maneggevolezza.

Per esempio l'aggiunta del 5% di gasolio in un olio combustibile residuo di 6500 sec. Redwood, la viscosità si riduce a circa metà. Una miscela di 30% di gasolio e 70% del residuo preso in esame ha una viscosità circa doppia di quella del gasolio cioè molto bassa.

Oggi è facile approvvigionare nei porti di imbarco combustibili senza un aggravio economico aventi viscosità da 1000 a 2000

sec. Redwood. La miscelazione viene fatta durante il bunkeraggio oppure nei serbatoi stessi di magazzinaggio. La pratica di alcuni utenti di fare in proprio le miscelazioni può presentare un certo rischio in quanto se non fatta con prodotti opportunamente scelti e della stessa origine si possono formare nei serbatoi delle navi delle sedimentazioni o stratificazioni pericolose per il buon funzionamento del motore.

— Sostanze nocive.

I combustibili pesanti contengono in discrete percentuali prodotti indesiderabili come acqua, asfalto, residui carboniosi, ceneri, zolfo, che sono i maggiori responsabili, in particolare lo zolfo, dell'usura delle camicie cilindro e della formazione di incrostazioni carboniose sugli stantuffi e feritoie di scarico e lavaggio.

Prendendo in esame le varie sostanze nocive si può dire quanto segue:

- Asfalto e residuo carbonioso (Conradson).

La quantità di asfalteni e residuo carbonioso (Conradson) può avere sbalzi abbastanza forti tra un combustibile e l'altro.

I metodi di laboratorio, in particolare per il residuo carbonioso, essendo fatti in speciali condizioni, danno solo valori indicativi di scarso interesse tecnico.

Gli asfalteni non bruciano o bruciano male ed hanno così la tendenza a depositarsi sulle pareti della camicia cilindro e stantuffo dando depositi che possono essere causa di incollamento delle fascie elastiche.

Gli asfalteni non sono facilmente eliminabili con i normali mezzi di depurazione come la centrifugazione.

- Ceneri.

I composti di ferro, nickel, calcio, sodio, magnesio, vanadio, ecc. contenuti nel combustibile bruciando formano delle ceneri che causano usura per abrasione.

La percentuale massima ammessa è quella che permette una depurazione sufficientemente economica ed efficace.

CLASSIFICAZIONE	TABELLA COMPARATIVA COMBUSTIBILI										Fig. 3	
	OLII DIESEL (Diesel oils)			OLII COMBUSTIBILI (Fuel oils)								
ASTM	ASTM	ASTM	N° 4	N° 5	N° 6	N° 7	N° 8	N° 9	N° 10	N° 11	N° 12	BUNKER C
DENOMINAZIONI INTERNAZIONALI	GASOLIO (Gasoline)	DIESEL OIL (Diesel oil)	FLUIDISSIMO (Fluidissimo)	FLUIDO (Fluido)	SEMIFLUIDO (Semifluido)	DENSO 9 (Dense 9)	DENSO 15 (Dense 15)	DENSO 20/30 (Dense 20/30)	DENSO 45/50 (Dense 45/50)	DENSO 50 (Dense 50)	EXTRA HEAVY (Extra Heavy)	HEAVY FUEL OIL (Heavy Fuel Oil)
DENOMINAZIONI PIÙ IN USO PER LA MARINA (MD - Marine Diesel)	GASOLIO MARINE DIESEL (Gasoline Marine Diesel)	DIESEL OIL MARINE DIESEL (Diesel Oil Marine Diesel)	MD 100	MD 200/300	MD 400	MD 600	MD 1000	MD 2000/2200	BUNKER C 3500	BUNKER C 3500	EXTRA HEAVY	HEAVY FUEL OIL
Viscosità massima corrispondente a 100°C o 50°C	40 1,32	110 2,4	110 2,4	200 (300) 4 (5,5)	400	600	1000	2000/2200 29/32	3500	3500	> 3500	> 45
ITALIA (Denominazioni normalizzate)	Gasolio	Diesel Extra	Fluidissimo	Fluido	Semifluido	Denso 9	Denso 15	Denso 20/30	Denso 45/50	Denso 50		
BELGIO Norme NBM	Gas-oil	Diesel oil			Moyen		Lourd		Extra Lourd			
FRANCIA Norme legali	Gas-oil	Diesel oil	Leger				Lourd n°1					
GERMANIA Norme DIN	DIN 51601			M					S	ES		
INGHILTERRA Norme BSS 2869	Class A	Class B		Class E			Class F		Class G	Class H		
OLANDA Denomin. commerc.					300/500 S		800 S		3500 S	6000 S		
SVEZIA Commission for Standard			E o 2	E o 3		E o 4		E o 5	E o 6			
SVIZZERA Norme SHV 81160				Moyenne			Lourde					
ARGENTINA Specific des comb. YPF	Diesel oil								Fuel oil			
USA (Federal Government)	D F 2	D F 4					5			6		
USA (Depart. of commerce)			4				5			6		
USA (Navy)	Mil. F. 16884				Special					Heavy		
USA (Pacific Specification)			PS 200		PS 300					PS 400		
USA (Navy Boyler)			4	3-GP-12C			5			6		
CANADA (Marine Diesel)	I	II	C & D							MV		HV
INDIA							LV					
GIAPPONE Jap. Industrial Standard	Gas-oil		A1 & A2	B						C		

Fig. 3.

In via di massima dopo la depurazione si dovrebbe stare al di sotto dello 0,04%.

Le ceneri sono costituite da sostanze solubili ed insolubili nell'olio combustibile. Quelle solubili sono difficilmente eliminabili a meno che si trovino nell'acqua emulsionata con l'olio combustibile.

In via di massima sono eliminabili i silicati d'alluminio in sospensione, i sali di calcio in sospensione o sciolti nell'acqua emulsionata, l'ossido di ferro in sospensione, la sabbia ed il sodio come cloruro.

Il vanadio il cui composto organico è perfettamente solubile nell'olio, non è eliminabile ed il pentossido (V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>) che si forma in fase combustione nella camera del cilindro, può diventare un buon catalizzatore per la trasformazione della SO<sub>2</sub> in SO<sub>3</sub>.

- Zolfo.

Lo zolfo è ormai ritenuto il maggior responsabile dell'usura delle camicie cilindro dei grandi motori Diesel e purtroppo non è eliminabile con i normali sistemi di depurazione e centrifugazione che fanno parte degli impianti aggregati ai motori Diesel.

Come è noto l'azione dello zolfo si esplica attraverso la formazione dell'acido solforico (H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>) che proviene dalla trasformazione della SO<sub>2</sub> in SO<sub>3</sub>

e questa in H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> in presenza di H<sub>2</sub>O.

La formazione dell'H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> è direttamente proporzionale alla pressione nell'interno della camera di combustione ed inversamente alla temperatura della parete della camicia cilindro, inoltre il rapporto che corre tra il per cento di zolfo presente nella nafta ed usura camicie cilindro non è lineare nel senso che, al passare, per esempio, da combustibile con 1÷2% di zolfo a combustibili con il 3÷4% di zolfo l'usura aumenta da 3 a 5 volte.

Qualche particolare aspetto sull'impiego degli olii combustibili pesanti

— Depurazione.

I combustibili pesanti a differenza dei Diesel-Oils necessitano di una depurazione che negli impianti più moderni è attuata mediante filtri statici e centrifughe autopultrici.

Nel campo dei motori Diesel la depurazione deve essere fatta più accuratamente che non per gli impianti a vapore in quanto il sistema d'iniezione di un Diesel è più sensibile alle caratteristiche dell'olio combustibile pesante che quello degli impianti a vapore.

Con la centrifugazione si rimuovono certi materiali abrasivi o materiali che formano ossidi abrasivi durante la combustione. Una buona depurazione la si ottiene agendo opportunamente su

due fattori: temperatura e portata.

La temperatura ottima di riscaldamento è di circa 85 °C ± 5 °C, il cui limite superiore si intende per i combustibili più viscosi cioè oltre 1500 sec. Redwood e l'inferiore per i meno viscosi cioè al di sotto degli 800 sec. Redwood. Temperature di 65-70 °C sono insufficienti perché le materie ferrose fini e l'acqua sono di difficile separazione per la poca differenza di densità tra olio combustibile ed acqua. Temperature oltre i 95 °C sono troppo elevate, provocando facilmente l'asportazione di sostanze ancora utili agli effetti della resa di combustione, formazione di schiuma ed intensa evaporazione del tappo di acqua nell'interno del depuratore.

Per quanto riguarda l'efficacia di depurazione, cioè il % massimo in peso di riduzione delle ceneri rispetto all'olio combustibile trattato dipende dal tempo che il combustibile permane nella centrifuga, cioè in altre parole dalla portata effettiva riferita a quella massima della centrifuga. Pertanto per un buon rendimento di depurazione conviene usare la centrifuga entro i limiti dichiarati dal costruttore ed in mancanza di questi limiti non oltre il 50% della portata supposta.

Per esempio una permanenza dell'olio combustibile in centrifuga da 60 a 180 secondi può ridurre la percentuale delle ceneri fino al 70%. Con questa riduzione, partendo anche da percentuali di ceneri abbastanza elevate, per esempio 0,12% in peso, si può arrivare, dopo depurazione a valori accettabili delle stesse, cioè come detto in precedenza, al di sotto dello 0,04%.

In definitiva con la centrifugazione si rimuovono certe sostanze o materiali dall'olio combustibile senza però cambiarne le proprietà o qualità. È un semplice trattamento di depurazione il cui scopo principale è quello di salvaguardare l'impianto d'iniezione da eventuali grippaggi o eccessiva usura dovuta alla presenza di particelle abrasive.

— Usura camicie cilindro.

L'usura delle camicie cilindro è determinata da tre fattori: abrasione, attrito, corrosione.

L'azione della corrosione non deve intendersi come una pura perdita di spessore di materiale per attacco chimico, ma come azione combinata attrito-corrosione.

Le camicie cilindro e fascie elastiche dei motori Diesel, in via di massima sono di ghisa cioè di materiale non omogeneo, per cui

in presenza di un acido (elettrolito) si verrà a formare una differenza di potenziale interfascia. Essendo la matrice perlitica della ghisa negativa rispetto alle lamelle di grafite questa si corrode per attacco elettrochimico e l'azione meccanica di attrito tra superficie fascia elastica e superficie della camicia staccando i prodotti della corrosione, e di disgregazione del reticolo cristallino del materiale aumenta la quantità dei prodotti abrasivi e di conseguenza l'usura ed il grado di scabrosità delle superfici.

Che l'usura delle camicie cilindro sia legata in preponderanza all'azione corrosiva dell'acido solforico che si deposita lungo le pareti della camicia cilindro è messo in evidenza nella fig. 4 i cui risultati sono il frutto di una laboriosa ricerca eseguita nell'ambito dei laboratori della FIAT Grandi Motori.

Dai diagrammi di fig. 4 si osserva che:

a) le soluzioni di H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> corrodono le superfici della camicia cilindro in rapporto alla loro concentrazione, quantità e temperatura della zona;

b) la zona di massima usura si manifesta non dove è massima la pressione ma dove l'azione corrosiva è più intensa.

Nella fig. 5 è interessante osservare come influenzano l'azione della corrosione, il carico del motore e la temperatura media della camicia cilindro. Da questi due parametri si deduce che la quantità di brine acide può aumentare quando per esempio i motori funzionano a bassi carichi oppure le camicie cilindro sono fortemente raffreddate.

— Viscosità di iniezione.

Un fattore di una certa importanza per una buona polverizzazione del combustibile è una giusta viscosità all'atto della iniezione.

Gli apparati di iniezione sono progettati per combustibili che hanno una viscosità all'iniettore di 2,5÷4 Engler e pertanto nel caso degli olii combustibili pesanti è necessario ricorrere ad un riscaldamento del combustibile in modo da realizzare tale viscosità. È ovvio che un'alta viscosità

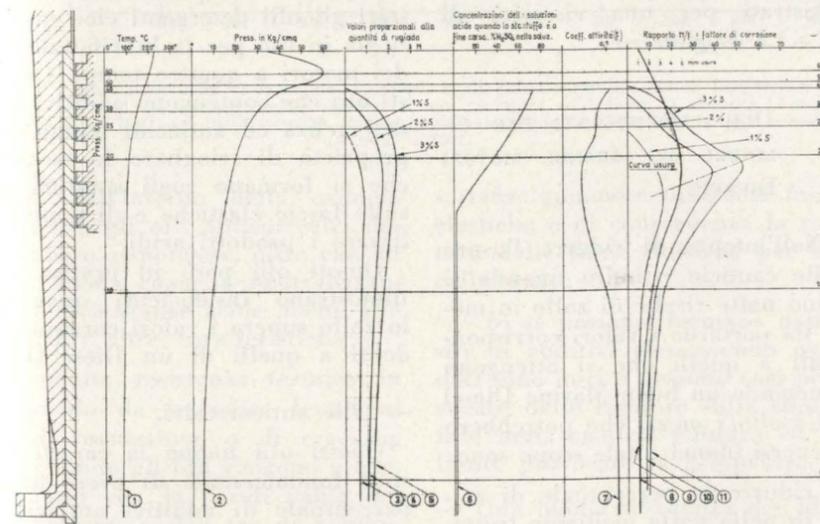


Fig. 4 - Esempio di curve caratteristiche di corrosione e precipitazione di rugiada in un cilindro di un motore diesel Fiat di Ø 520 mm.

1. Curva della temperatura media lungo la camicia cilindro per motore funzionante a pieno carico. - 2. Curva della variazione di pressione durante la fase di espansione, sempre a pieno carico, dal p.m.s. al p.m.i. - 3-4-5. Curve che rappresentano in grandezza proporzionale (N) le quantità di rugiada che precipitano lungo la camicia per concentrazioni dell'1-2-3% dello zolfo nella nafta. - 6. Curva che rappresenta la concentrazione in acido solforico delle soluzioni che precipitano lungo la camicia. - 7. Curva che rappresenta il variare del coefficiente di attività con la concentrazione e la temperatura delle soluzioni. - 8. Curva tipica di usura di una camicia cilindro del motore in oggetto. - 9-10-11. Curve del rapporto N/f (fattore di corrosività), cioè delle grandezze proporzionali alla quantità di rugiada che precipita e del coefficiente di attività.

dell'olio combustibile richiede un'alta pressione di pompaggio e ciò comporta sia una minore semplicità nel sistema d'iniezione, sia il pericolo di provocare dei danni tanto al corpo della pompa combustibile, che alle tubazioni, od avere una penetrazione troppo spinta del getto tale da causare pericolose bruciature sulla testata stantuffo.

Per stabilire la temperatura di riscaldamento occorre conoscere la viscosità dell'olio combustibile, la quale può essere conosciuta all'atto dell'approvvigionamento oppure determinata con viscosimetri installati in prossimità del motore.

Questi viscosimetri, che sono del tipo continuo, hanno anche la possibilità di regolare automaticamente la temperatura di riscaldamento in funzione della viscosità voluta. Per ovvie ragioni questi apparecchi sono installati prima delle pompe combustibili per cui devono essere regolati non alla viscosità voluta all'iniettore ma ad una più bassa in quanto la viscosità dell'olio combustibile aumenta con la pressione. È stato anche constatato per temperature inferiori a 100 °C che la viscosità non è funzione solo della pressione ma anche della composizione di origine dell'olio combustibile; così per esempio per olii combustibili di origine asfaltica la viscosità aumenta con la pressione in un rapporto alquanto superiore che non per quella di origine paraffinica.

Prove con un particolare viscosimetro sono state eseguite nei laboratori della FIAT Grandi Motori per determinare le leggi di variazione della viscosità di olii combustibili in rapporto alla pressione.

Per esempio (Vedi Fig. 6) per un combustibile che abbia una viscosità di 55 Engler a 50 °C e ~4 Engler alla pressione atmosferica ed alla temperatura di 100 °C, alla stessa temperatura ma alla pressione di 800 Kg/cm<sup>2</sup>, pressione, che si può avere all'iniezione in motori Diesel di grande diametro, la viscosità passa da 4 a 19 Engler. Alla stessa pressione per avere una viscosità di ca. 3 Engler al polverizzatore

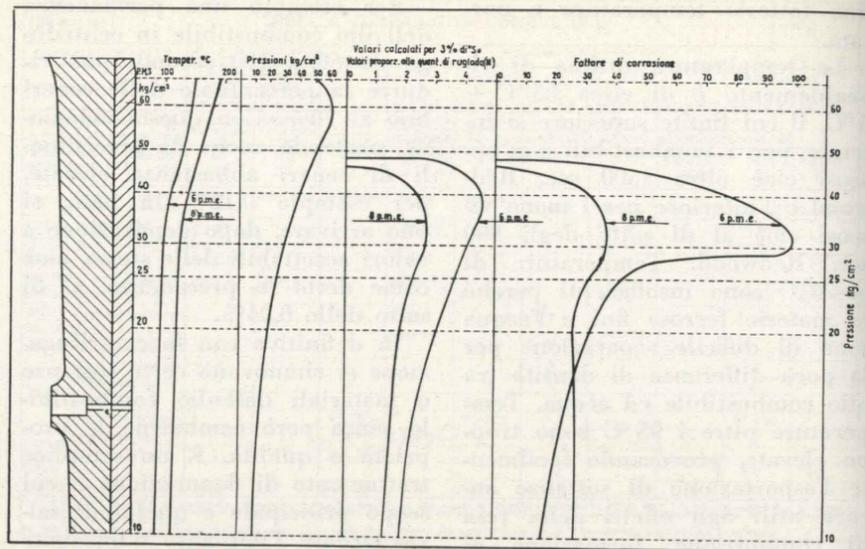


Fig. 5 - Curve di corrosione e precipitazione di ruggine sulle camicie di un motore diesel a due diverse temperature.

sarebbe necessario riscaldare l'olio combustibile a circa 150 °C. Nella Fig. 7 è rappresentato un diagramma che da entro limiti di una buona approssimazione pratica la temperatura di riscaldamento in funzione della viscosità convenzionale dell'olio combustibile. Il diagramma è valido per pressioni massime di iniezione tra 600 ÷ 800 Kg/cm<sup>2</sup>. Per questo intervallo di pressione d'iniezione nel caso di viscosimetri continui con regolazione automatica della temperatura questi devono essere registrati per una viscosità di 1,7 ÷ 1,8 Engler.

## 2. — OLII LUBRIFICANTI PER CILINDRI DEI GRANDI MOTORI DIESEL.

Nell'intento di ridurre l'usura delle camicie cilindro quando si usino nafta ricche di zolfo in modo da portarne i valori corrispondenti a quelli che si ottengono bruciando un buon Marine Diesel o Gasolio i mezzi che potrebbero ritenersi idonei a tale scopo sono:

- ridurre la percentuale di zolfo nella nafta mediante trattamenti in raffineria;
- introdurre nella nafta durante l'impiego sostanze capaci di neutralizzare i prodotti solforosi;
- usare speciali olii lubrificanti

capaci di neutralizzare l'acido solforico che si condensa sulle pareti delle camicie cilindro.

Il primo metodo, benché tecnicamente realizzabile, non è economicamente accettabile per combustibili a basso prezzo, il secondo metodo già sperimentato non ha dato risultati soddisfacenti, il terzo metodo, cioè quello di introdurre speciali additivi alcalini all'olio lubrificante è quello che per ora ha dato i risultati più soddisfacenti.

I primi olii sperimentati sono stati gli olii detergenti cioè quelli già in uso per la lubrificazione dei motori a quattro tempi. Questi olii che contengono additivi di detergenza ed antiacidi hanno la proprietà di sciogliere le lacche che si formano sugli stantuffi e sulle fasce elastiche e di neutralizzare i prodotti acidi.

Questi olii però in pratica si dimostrano insufficienti quando lo zolfo supera i valori corrispondenti a quelli di un Diesel-Oil.

### — Olii anticorrosivi.

Questi olii hanno la caratteristica fondamentale di avere una percentuale di additivi antiacidi tale da neutralizzare l'acido solforico che si forma bruciando combustibili ricchi di zolfo.

Con il progredire delle prestazioni dei motori, e cioè con l'aumento delle pressioni, della potenza e delle temperature di eser-

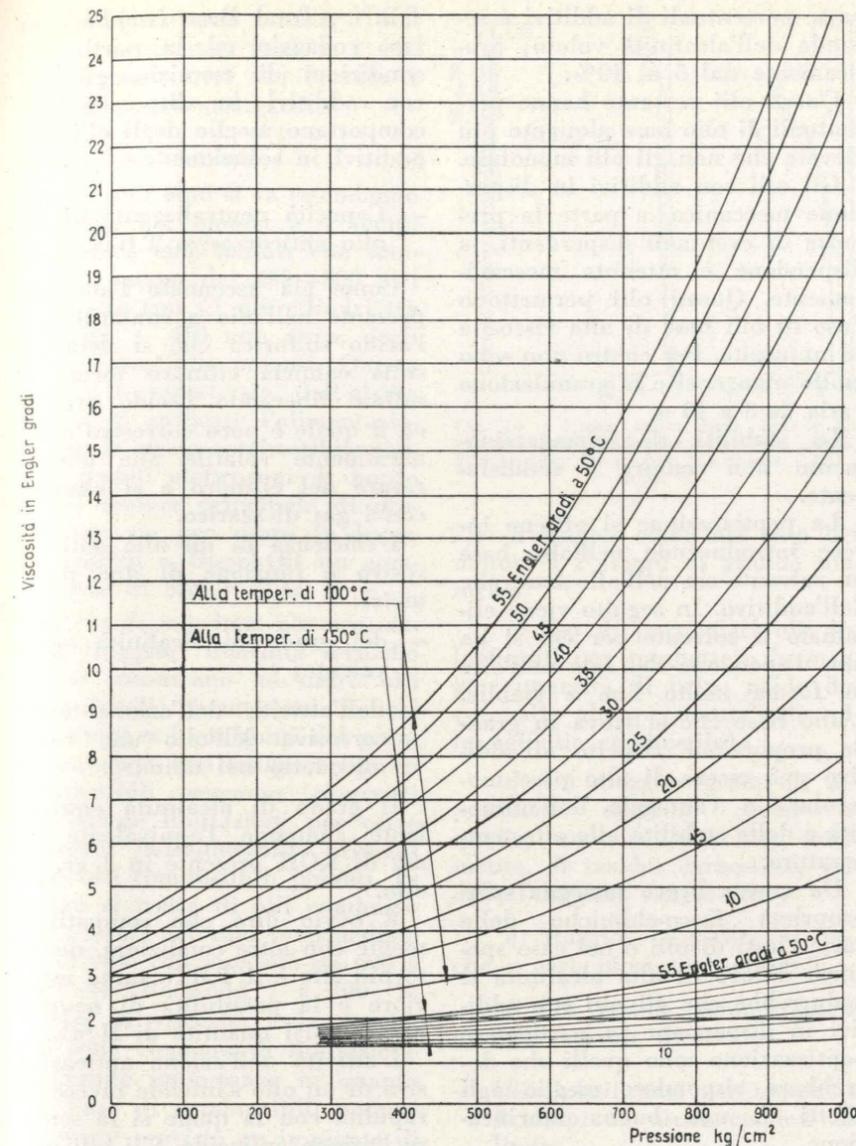


Fig. 6 - Variazione della viscosità con la pressione di olii combustibili per le temperature di 100°C e 150°C. La viscosità Engler segnata su ogni curva sta ad indicare la viscosità base del combustibile. Nel caso della viscosità Engler questa viene comunemente riferita alla temperatura di 50°C.

cizio nell'interno della camicia cilindro, gli olii anticorrosivi dovrebbero rispondere, oltre che ad una buona capacità neutralizzante delle sostanze acide anche alle seguenti altre caratteristiche:

- un'alta resistenza termica in modo da impedire fenomeni di ossidazione o di cracking quando gli olii vengono a contatto con le pareti calde del motore, e dei gas di combustione.

Questa proprietà è molto importante perché:

- a) Una minore resistenza termica dell'olio provoca più facilmente la formazione di lacche o

sostanze gommosse sulle sedi fasce elastiche e di conseguenza la rottura delle fasce elastiche per incollamento;

b) si possono formare depositi di additivi che essendo ossidati sono duri e possono così provocare delle rigature sulla superficie della camicia cilindro ed al limite provocare la grippatura.

- Una buona resistenza del film dell'olio; questa è la proprietà dell'olio di mantenere tra pezzi in movimento e sotto pressione un certo film di olio senza che questo si interrompa.

- Una untuosità tale da garanti-

re una buona distribuzione del film d'olio.

Anche questa proprietà è molto importante in quanto stabilisce il potere lubrificante dell'olio in strati sottili. Essa è legata alla struttura dell'olio e varia con l'origine dello stesso e cioè se paraffinico, naftenico, aromatico ecc. ed è in rapporto al peso molecolare medio.

In via di massima si può dire che l'untuosità aumenta con la viscosità, ed è più elevata in presenza di molecole di grandi dimensioni, e può essere migliorata con particolari additivi.

- Non contenere additivi che possano provocare corrosioni sulle superfici calde degli stantuffi o di altre parti del cilindro.

- Dare pochi depositi sugli stantuffi e sulle luci di scarico e lavaggio. I depositi carboniosi non devono essere facilmente infiammabili.

- Mantenere le canne di lubrificazione libere da depositi che possano ostruire il passaggio dell'olio.

- Permettere nel periodo di rodaggio un buon accoppiamento delle fasce elastiche con le camicie cilindro senza provocare rigature o grippature.

- Essere compatibile con l'olio convenzionale, generalmente usato per la lubrificazione generale, nel caso di motori a stantuffo tuffante o senza divisione tra cilindri e basamento.

- Essere stabile, cioè non separare l'additivo dall'olio base durante l'immagazzinamento, anche per periodi di lunga durata.

- Composizione degli olii anticorrosivi.

Gli olii anticorrosivi contengono generalmente nell'olio base di appropriate caratteristiche chimico-fisiche, additivi a base: calcio, magnesio, zinco, bario, fosforo, ammine ecc.

Questi additivi possono essere incorporati sotto forma di composti solubili nell'olio minerale, oppure sotto forma di sali insolubili.

Nel primo caso si hanno gli olii del tipo monofase, nel secondo olii del tipo bifase.

Gli olii bifase possono essere in emulsione acquosa, dispersione meccanica, o dispersione per peptizzazione.

Riassumendo, gli olii anticorrosivi a seconda di come sono incorporati gli additivi si possono classificare come segue:

- olii con additivi in soluzione: monofase
- olii con additivi in emulsione: bifase
- olii con additivi in dispersione: bifase
- olii con additivi in peptizzazione: bifase.

#### Considerazioni sulle diverse classi degli olii anticorrosivi

— Olii monofase cioè con additivi in soluzione.

Tali olii si ottengono portando in soluzione nell'olio minerale puro saponi alcalini od alcalinoterrosi. La parte additivo può arrivare fino al 40% della soluzione.

La reazione dell'additivo con l'acido minerale avviene con la formazione di un sale e di un acido organico.

Questi composti ad alto peso molecolare sono poco stabili termicamente e quando si trovano in forte quantità formano facilmente forti depositi carboniosi e peciosi molto duri. Inoltre l'alta viscosità di tali prodotti obbliga a usare per diluirli idrocarburi leggeri compromettendo l'untuosità che come si è già detto è un fattore importante per una buona lubrificazione.

Gli olii monofase sono di facile fabbricazione e molto stabili alle normali condizioni di immagazzinamento.

— Olii bifase.

Questi olii sono caratterizzati dal fatto che gli additivi (sali alcalini) sono insolubili e quindi vengono incorporati all'olio base o mediante emulsione, o dispersione meccanica; o dispersione fisico-chimica (peptizzazione).

All'infuori degli olii in emulsione che contengono a seconda dei tipi dal 20 al 30% di acqua, gli altri due sono costituiti da

basse percentuali di additivi a seconda dell'alcalinità voluta; praticamente dal 5 al 10%.

Questi olii pertanto hanno percentuali di olio base alquanto più elevate che non gli olii monofase.

Gli olii con additivi in dispersione meccanica, a parte la presenza di eventuali disperdenti, la dispersione è ottenuta meccanicamente. Questi olii permettono l'uso di olii base di alta viscosità ed untuosità. Per contro non sono molto omogenei e la granulazione varia da 3 a 10  $\mu$ .

La stabilità di immagazzinamento non sempre è soddisfacente.

La peptizzazione si ottiene invece introducendo nell'olio base un solvente sia dell'olio base che dell'additivo. In seguito viene eliminato il solvente per cui si ha una dispersione del sale nell'olio in forma molto fine e stabile. L'olio base che si trova in grande proporzione rispetto all'additivo può essere di alto peso molecolare a vantaggio dell'untuosità e della stabilità alle alte temperature.

Da questa breve rassegna sulle proprietà fisico-chimiche delle varie classi di olii e nel caso specifico di olii di alta alcalinità si dedurrebbe che gli olii con additivi in dispersione in particolare peptizzazione sono quelli che dovrebbero rispondere meglio agli effetti di una buona lubrificazione.

A comprova di ciò si è osservato in pratica che con alti

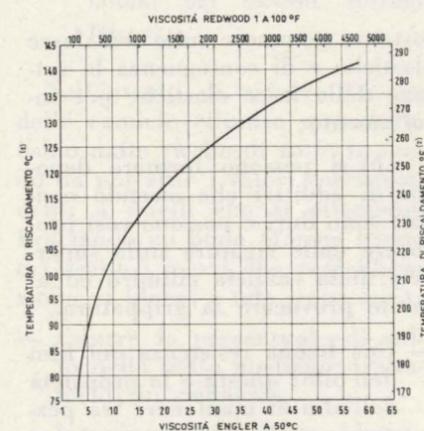


Fig. 7 - Temperatura alla quale occorre riscaldare la nafta prima delle pompe di iniezione per avere ai polverizzatori una viscosità di 3-4 Engler (90-120 Redwood 1). Il diagramma vale per le massime pressioni di iniezione che possono variare da 600 a 800 kg/cm<sup>2</sup>.

T.B.N. (Total Base Number), in fase rodaggio od in particolari condizioni di esercizio, gli olii con additivi in dispersione si comportano meglio degli olii con additivi in soluzione.

— Capacità neutralizzante di un olio anticorrosivo T.B.N.

Come già accennato l'additivo presente nell'olio a contatto dell'acido solforico che si deposita sulla camicia cilindro forma il solfato liberando l'acido organico il quale è poco corrosivo e generalmente volatile alle temperature del cilindro e si elimina con i gas di scarico.

L'efficienza di un olio anticorrosivo è funzione di due parametri:

- del grado di alcalinità equivalente;
- dell'attività dell'azione anticorrosiva dell'olio una volta introdotto nel cilindro.

Il grado di alcalinità equivalente s'intende l'equivalente in mg di KOH presente in 1 gr. di olio.

È ovvio dire che compatibilmente con altre condizioni, quanto più alto è il T.B.N. tanto maggiore è la possibilità di neutralizzare forti quantità di H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>.

L'attività dell'azione anticorrosiva di un olio s'intende invece la rapidità con la quale si fa sentire l'azione antiacida. Gli olii con additivi in emulsione sembrano i più rispondenti a questa proprietà. Nella Fig. 8 è rappresentata la forma dell'usura quando viene impiegato come olio lubrificante un olio anticorrosivo oppure un olio minerale puro. L'esempio riguarda un motore di Ø 750 mm alimentato con olio combustibile pesante.

— Alcalinità utile dell'olio anticorrosivo.

L'alcalinità teorica limite di un olio anticorrosivo può essere determinata con sufficiente approssimazione dalla formula:

$$A = \frac{0,35 \cdot K \cdot C \cdot S}{Q}$$

dove:

- A : alcalinità in mg di KOH
- Q : quantità olio in g/Cv/h

### 3. — SULL'IMPIEGO DEGLI OLII COMBUSTIBILI PESANTI E OLII LUBRIFICANTI NEI MOTORI A 4 TEMPI SEMIVELOCI.

— Olii combustibili.

Da alcuni anni si va estendendo l'impiego nei motori a 4 tempi semiveleoci, cioè motori che stanno nel campo dei 400-800 giri al minuto con Ø dei cilindri tra 200 mm - 450 mm circa, degli olii combustibili pesanti. Questa pratica è sorta: sia dall'utilità tecnica di unificare l'alimentazione con lo stesso combustibile tanto i gruppi elettrogeni di bordo che il motore principale di propulsione sia per usare in luogo del gasolio o Diesel-Oil un combustibile di minor costo.

In via di massima, per ora, date le maggiori difficoltà tecniche che si incontrano ad usare olii combustibili pesanti nei motori a 4 tempi nei confronti dei grandi motori a due tempi, i tipi di combustibili vengono prescritti con alcune limitazioni per certe sostanze indesiderabili presenti negli olii combustibili pesanti. In genere si tratta di olii combustibili pesanti del tipo intermedie 6-15 cioè con viscosità da 600 a 1500 sec. Redwood 1 a 100 °F. Mentre la viscosità e la densità non sono elementi di limitazione di grande importanza in quanto con l'uso di combustibili pesanti è sempre previsto un impianto di riscaldamento del combustibile si ritengono invece opportune le seguenti limitazioni che in via di massima sono quelle comunemente suggerite dai vari costruttori di motori: zolfo ≤ 3,5%; Ceneri ≤ 0,05%; Residuo Conradson ≤ 8%; Asfalto duro ≤ 7%; Acqua e sedimenti ≤ 2% in volume.

L'impiego degli olii combustibili pesanti, sia pure nei limiti prima precisati, nei motori a 4 tempi semiveleoci comporta a differenza dell'impiego del gasolio o Diesel-Oil una serie di nuovi problemi quali:

a) Necessità di depurare il combustibile mediante filtrazione e centrifugazione.

b) Riscaldamento del combustibile in modo da avere all'atto dell'iniezione una viscosità di

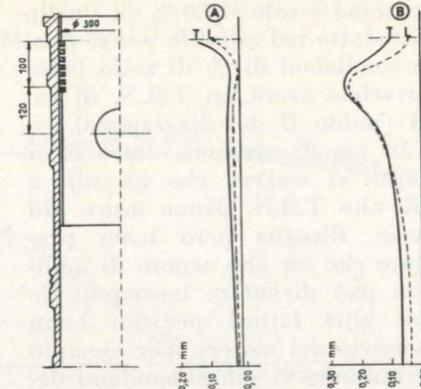


Fig. 10 - Forma media usura camicie cil. Mot. 4T semiveleoci funzionanti. A, con gasolio; B, con nafta densa. Olio lubrificante - HD - Suppl. 1.

2,5-4 Engler come nel caso dei motori a 2 tempi di grande diametro.

c) Uso di particolari olii lubrificanti per combattere la maggior quantità di brine acide dovute alle alte percentuali di zolfo nell'olio combustibile.

d) Un maggior grado di depurazione dell'olio carter in quanto tende ad arricchirsi facilmente, di residui carboniosi, acidità, fuliggine, ceneri ecc.

e) Maggiori depositi di lacche e carboniosi sugli stantuffi.

f) Più critico comportamento delle valvole di scarico.

— Olii lubrificanti per motori a 4 tempi ed usura camicie cilindro.

Quando nei motori a 4 tempi semiveleoci si usano combustibili Diesel cioè distillati, generalmente la lubrificazione viene fatta con olii lubrificanti detergenti indicati comunemente con la sigla HD (Heavy Duty = servizio pesante) e sono classificati in base alle specifiche della U. S. Army Ordnance. Queste specifiche riguardano diversi gradi di olii detergenti come segue:

— Mil-L-2104 A (prova con gasolio contenente 0,4% di zolfo). Comprende la variante Supplemento 1 (prova con gasolio contenente 1% di zolfo).

— Mil-L-2104 B dovrà sostituire la Mil-L-2104A ed è adatta per più severe prestazioni sia alle alte temperature che alle basse temperature.

— Mil-L-95109 — riguarda la specifica Caterpillar Serie 3.

— Mil-L-9000 E — specifica che riguarda i lubrificanti per motori Diesel Navali in condizioni molto severe di funzionamento. Le prove servono a stabilire il grado di pulizia e di usura del motore in presenza di 1% di zolfo e di un eventuale inquinamento di acqua di mare nell'olio pari al 1%.

Questi olii detergenti contengono additivi organometallici a base di bario-calcio-fosforo-zinco-ammine — ed hanno proprietà disperdenti-detergenti e di neutralizzazione degli acidi forti. Volendo valutare la capacità neutralizzante di tali olii in base al T.B.N. si può dire che questo varia da 1 a 1,5 per la serie Mil-L-2104 A, da 2 a 3 per la serie Mil-L-2104 A Suppl. 1 e da 10 a 14 per la serie 3 Mil-L-45109.

Ultimamente le Case petrolifere hanno cercato di potenziare il Suppl. 1 portando il T.B.N. a valori fra 5-6 dato che lo zolfo degli attuali gasoli si trova tendenzialmente verso le percentuali massime ammissibili.

Le proprietà disperdenti, detergenti antiossidanti e di neutralizzazione degli additivi tendono ovviamente con il tempo ad esaurirsi, assorbendo i prodotti di combustione costituiti da prodotti ossidati, lacche, fuliggine ecc., per cui l'olio è costituito da una serie di sospensioni più o meno finemente suddivise stabili ed instabili, quest'ultime in fase di equilibrio in funzione ai rimbocchi di olio nuovo. Uno dei fattori importanti sull'efficienza dell'olio detergente è l'alcalinità residua, cioè quella che ha l'olio del carter durante il funzionamento del motore. Una certa alcalinità residua non è soltanto utile per mantenere bassa l'usura delle camicie cilindro e degli anelli elastici ma anche per limitare l'insudiciamento dello stantuffo, in quanto sperimentalmente è stato trovato che il grado di pulizia dello stantuffo diminuisce quando il T.B.N. scende al di sotto del % di zolfo che si trova nell'olio combustibile. Pertanto si ritiene opportuno che l'alcalinità residua sia prudenzialmente almeno uguale

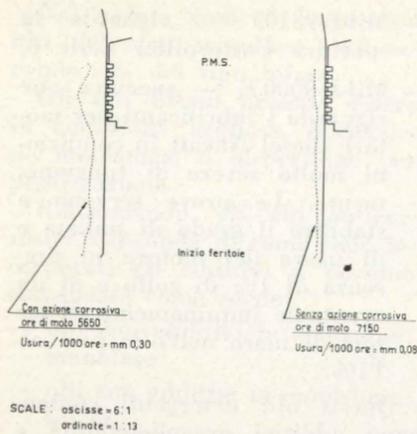


Fig. 8 - Esempio dell'andamento dell'usura con e senza azione corrosiva su camicie cilindro di un motore Diesel di Ø 750 mm. Il diagramma di sinistra corrisponde quando si impiega olio minerale puro, quello di destra quando si impiega olio anticorrosivo.

**K** : coefficiente trasformazione da zolfo totale a zolfo attivo ( $K=0,08$  per motori a due tempi di grande diametro)

**C** : quantità combustibile in g/Cv/h

**S** : % zolfo nella nafta.

Nel caso di un olio combustibile che contiene per esempio il 3,5 di S, valore abbastanza comune nei combustibili pesanti di normale approvvigionamento, per un motore che consumi 165 g/Cv/h di combustibile e con un grado di lubrificazione di 0,7 g/Cv/h di olio si ha:

$$A = \frac{0,35 \cdot 0,08 \cdot 165 \cdot 3,5}{0,7} = \text{ca. } 23 \text{ mg KOH}$$

ciò vuol dire che teoricamente basterebbe che l'olio lubrificante avesse un T.B.N. di ca. 23. In realtà si riscontra in pratica che solo il 50÷60% dell'olio introdotto reagisce con l'acido solforico e pertanto il T.B.N. dell'olio dovrà necessariamente essere più elevato.

Nel diagramma di Fig. 9 è messo in relazione il consumo dell'olio in g/Cv/h, il T.B.N. e il % di zolfo presente nella nafta.

Dal diagramma si osserva per l'esempio già citato che se tutto l'olio reagisce sarebbe sufficiente un T.B.N. di ca. 23 come già calcolato — punto A del diagramma.

Se invece l'olio che entra in

reazione è solo il 50 % di quello introdotto nel cilindro per le stesse condizioni di % di zolfo l'olio dovrebbe avere un T.B.N. di ca. 45 (punto B del diagramma).

In via di massima, entro certi limiti, si osserva che gli oli a più alto T.B.N. danno usure più basse. Bisogna però tener presente che un alto tenore di additivo può diventare incompatibile con altri fattori per un buon esercizio del motore, per esempio formazione di più abbondanti depositi carboniosi sulle feritoie di scarico e lavaggio delle camicie cilindro, e nel caso degli olii con additivi in soluzione minore capacità lubrificante che può essere causa nel periodo di rodaggio di fenomeni di grippaggio.

Dalla attuale ns/ esperienza con un consumo per Cv/h come citato riteniamo possa essere soddisfacente per gli olii monofase un T.B.N. compreso fra 40 e 50. Qualora si possa ridurre il consumo d'olio lubrificante compatibilmente con le esigenze di una buona lubrificazione, per non compromettere il tasso di usura delle camicie cilindro dovuta all'azione chimica si deve arrivare con gli olii monofase a T.B.N. più elevati fino a 60÷70 ritenendo questo un limite da non superare con gli attuali additivi, mentre con gli olii bifase in dispersione si potrebbe arrivare a valori di T.B.N. anche più elevati da 70 a 90 e con il vantaggio di un maggior margine di capacità lubrificante che non per gli olii monofase.

— Depositi carboniosi.

L'olio lubrificante tende ad incorporarsi con i residui carboniosi, fuliggine, asfalti, ceneri provenienti dalla combustione della nafta pesante formando gradualmente dei depositi più o meno consistenti sulle feritoie di scarico e lavaggio e sulle prime due o tre sedi fasce elastiche degli stantuffi.

Usando olii minerali puri generalmente i depositi sulle feritoie di scarico e lavaggio sono poco voluminosi e abbastanza friabili, mentre sulle prime due sedi di fasce elastiche si formano delle lacche ed incrostazioni dure specialmente se la temperatura di esercizio è più verso gli alti valo-

ri, data la poca resistenza all'ossidazione che presenta l'olio minerale puro.

A differenza degli olii minerali puri, con gli olii anticorrosivi si riscontrano maggiori depositi carboniosi di una certa consistenza sulle feritoie di scarico e lavaggio e meno sulle sedi fasce elastiche in quanto gli olii anticorrosivi sono più resistenti alle alte temperature ed hanno quasi sempre una certa detergenza che mantiene un grado di pulizia degli stantuffi.

Dal punto di vista dei depositi si può dire che gli olii bifase hanno la tendenza a dare meno depositi di quelli monofase.

Inoltre l'entità dei depositi entro certi limiti è tanto maggiore quanto più basso è il carico di esercizio del motore, mentre con carichi elevati e di conseguenza con temperature dei gas di scarico elevate i depositi sono ridotti od addirittura assenti.

Questi fatti, permettono, a seconda del tipo di esercizio del motore, scegliere una classe di olio piuttosto che un'altra, per esempio, per navi soggette a brevi tragitti a basso carico e frequenti manovre conviene usare olio del tipo bifase.

Degli olii bifase si prestano bene a questo scopo, entro certi limiti, gli olii con additivi in emulsione.

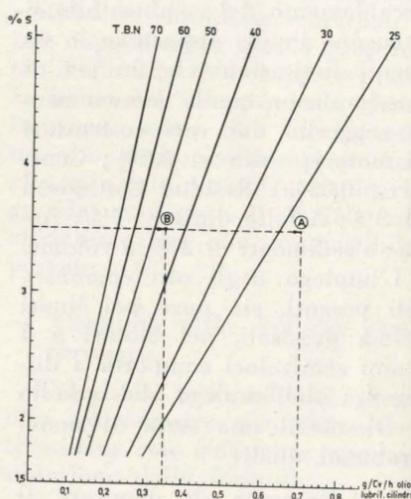


Fig. 9 - Relazione tra T.B.N. dell'olio lubr. cilind. % S nel combust. e consumo specifico combustibile 165 g/Cv/h.

① T.B.N. teorico se tutto l'olio introdotto 0,7g/Cv/h reagisce con le brine acide  
② T.B.N. effettivo che deve avere l'olio introdotto quando solo il 50 % di questo reagisce con le brine

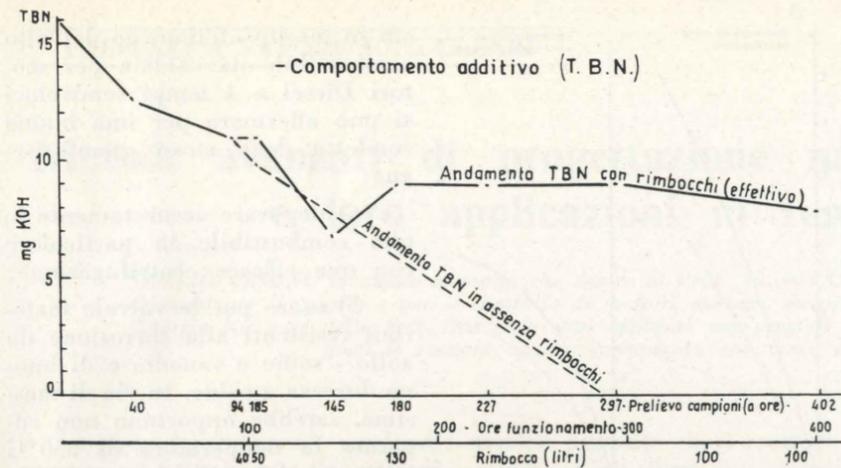


Fig. 11 - Motore B 305 ESS funzionante con nafta da caldaia.

al % dello zolfo il che esige un controllo sistematico delle condizioni dell'olio che si trova nel carter del motore.

Nel caso dei combustibili pesanti ad uso motori a 4 tempi i quali hanno tenori di zolfo alquanto più elevati di quelli di un gasolio, i normali olii detergenti non sono più sufficienti a mantenere le usure delle camicie cilindro in limiti pressoché eguali a quelli che si ottengono quando si usa gasolio. In prove eseguite su un motore a 4 tempi di Ø 300 mm si è visto che l'usura media riferita al diametro delle camicie

cilindro, con un olio supplemento 1 è di circa 0,22 mm ogni 1000 ore di moto e di 0,078 mm per 1000 ore con un olio serie 3, quando a parità di condizioni di funzionamento con gasolio ed olio lubrificante supplemento 1 si ha un'usura di circa 0,01÷0,02 mm ogni 1000 ore di moto.

Per quanto riguarda la forma dell'usura, vedi fig. 10, si osserva che nel caso d'impiego di gasolio l'usura massima è verso il p.m.s. dove la temperatura sta tra i 180÷200 °C, mentre con combustibile pesante, l'usura massima si trova più in basso dove la temperatura è tra i 130÷140 °C

cioè un campo di temperature adatto alla condensazione di brine acide ( $H_2SO_4 + H_2O$ ). In questo caso l'usura assume una caratteristica forma a botte come avviene nei grandi motori Diesel a 2 tempi.

Per ovviare alle più alte usure quando si usano olii combustibili pesanti si deve ricorrere a particolari olii lubrificanti di più alta alcalinità dei normali olii detergenti.

— Depositi carboniosi nel carter e depurazione olio.

Siccome l'olio dopo la lubrificazione dei cilindri ritorna in carter esso tende ad impoverirsi della sua alcalinità, ed arricchirsi di sostanze carboniose. Nella fig. 11 sono rappresentati due grafici in funzione delle ore di moto e dei rimbocchi di olio, uno riguardante la variazione della alcalinità (T.B.N.) e l'altro delle sospensioni totali, carboniose e ceneri.

I dati sono stati presi dall'esercizio di un motore FIAT B 305 ESS con Ø cilindri di 300 mm e con sovralimentazione spinta.

Caratteristiche di esercizio:

Combustibile: Densità 15 °C = 0,935 ÷ 0,955;

Viscosità Engler 50 °C = 7 ÷ 9;

Residuo carbonioso (Conradson) = 7 ÷ 9 %;

Zolfo = 2,68 ÷ 3,68 %;

Potenza ca. 1000 Cv a 500 giri/l';

p.m.e. ca. 11 Kg/cmq.

Per quanto riguarda il T.B.N. si osserva che dopo circa 200 ore di moto e con i normali rimbocchi l'alcalinità tende a stabilizzarsi, mentre senza rimbocchi questa si esaurirebbe dopo circa 300 ore di moto.

Nel caso delle sospensioni, appare chiaro che l'alta percentuale di fuliggine, residui carboniosi, ed asfalto presente nei combustibili pesanti procura un forte inquinamento dell'olio lubrificante che anche i migliori filtri non riescono a contenere in limiti sufficientemente ristretti per un tempo di esercizio ragionevole. Per ottenere una buona riduzione dei depositi carboniosi è utile ricorrere alla centrifugazione dell'olio lubrificante con centrifughe che prelevano direttamente l'olio dal carter.

## — Depurazione per centrifugazione.

Allo scopo di illustrare il comportamento della depurazione con centrifuga si espongono interessanti dati rilevati su un motore B 3016 ESS di una centrale Diesel-elettrica installata a Trapani.

Si tratta di un motore alimentato con olio combustibile pesante delle seguenti caratteristiche: Densità  $15^{\circ}\text{C} = 0,932 \div 0,936$  - Viscosità Engler  $50^{\circ}\text{C} = 7,5 \div 9,9$  - Residuo Conradson  $= 7,5 \div 8,8\%$  - Asfalto ca.  $6,5\%$  - Zolfo  $= 2,2 \div 2,8\%$ .

Caratteristiche motore  $\varnothing 300$  mm - 16 cilindri - potenza 3200 Cv a 500 giri/1' - p.m.e. = 11,3 Kg/cmq.

Nel grafico di fig. 12 che si riferisce ad una durata di 1000 ore di moto è rappresentato l'andamento delle sospensioni nell'olio del carter quando interviene o no l'azione di un depuratore centrifugo.

È interessante osservare che per un esercizio della centrifuga anche solo al 50% del tempo di funzionamento del motore si ottiene una riduzione notevole delle sospensioni che sono più basse di circa il 45% di quelle che si hanno senza centrifuga, cioè quando si impiegano soltanto normali filtri statici.

Inoltre confrontando l'andamento delle curve si osserva che nel caso dell'uso della centrifuga i valori delle sospensioni tendono a stabilizzarsi man mano che si procede nelle ore di moto mentre nell'altro caso i valori delle sospensioni aumentano con legge quasi lineare. Si può prevedere quindi in base a queste prove che se la centrifuga funzionasse al 100% del tempo di esercizio del motore le sospensioni sarebbero ancora più basse e tali da permettere un notevole prolungamento dell'impiego dell'olio, in rapporto alle altre caratteristiche.

Da dati di esercizio abbiamo notato che l'aumento delle sospensioni nell'olio porta ad un aumento della viscosità dell'olio lubrificante compromettendo la regolarità della lubrificazione. Per esempio, dopo 1000 ore di moto, per percentuali di sospensioni varianti dal 6 al 10% la vi-

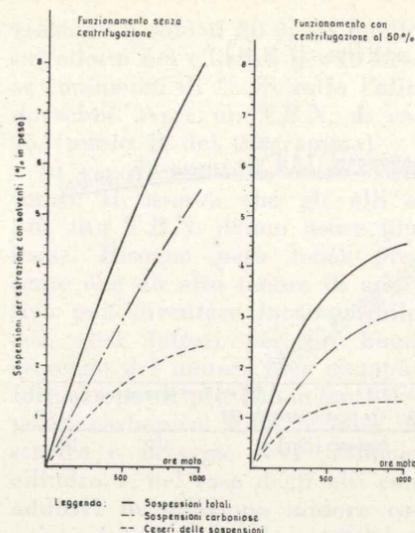


Fig. 12 - Motori a 4 tempi funzionanti con olio combustibile pesante. Andamento delle sospensioni nell'olio del carter in rapporto al grado di depurazione.

scolosità può aumentare dal 50 al 100%.

Per quanto riguarda invece il T.B.N. residuo nel caso degli olii anticorrosivi speciali da carter, questo si stabilizza dopo  $500 \div 1000$  ore di moto portando il valore pari al  $60 \div 70\%$  di quello di partenza.

## — Valvole scarico.

Gli olii combustibili da caldaie oltre allo zolfo, come elemento nocivo, possono contenere discrete quantità di sodio e vanadio. Se la temperatura delle valvole di scarico oltrepassa i  $500 \div 550^{\circ}\text{C}$ , i composti di zolfo-sodio e vanadio, in particolare i vanadilvanadati di sodio ( $\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{V}_2\text{O}_4 \cdot 5 \text{V}_2\text{O}_5$  e  $5 \text{Na}_2\text{O} \cdot \text{V}_2\text{O}_4 \cdot 11 \text{V}_2\text{O}_5$  fondenti rispettivamente a  $625^{\circ}\text{C}$  e  $535^{\circ}\text{C}$ ), fortemente corrosivi, possono depositarsi sulle battute delle valvole provocando ovviamente corrosioni che finiscono per compromettere la tenuta delle battute stesse portandole alla bruciatura.

Nel caso invece che le temperature siano più basse allora si possono formare sulle sedi dei depositi carboniosi duri ed aderenti dovuti alla presenza di composti misti di Na - S e Fe. Questi depositi consistenti, con il tempo e con il martellamento della valvola tendono ad infossarne la battuta in diversi punti, finché ne viene compromessa la tenuta dei gas con ovvie conseguenze.

A conclusione di quanto espo-

sto in merito all'impiego dell'olio combustibile da caldaia per motori Diesel a 4 tempi semiveloci si può affermare per una buona condotta degli stessi quanto segue:

a) depurare accuratamente lo olio combustibile in particolare con una efficace centrifugazione;

b) usare per le valvole materiali resistenti alla corrosione da zolfo - sodio e vanadio e di buona durezza a caldo. In via di massima, sarebbe opportuno non superare la temperatura di  $550^{\circ}\text{C}$  in prossimità della battuta delle valvole;

c) impiegare un olio lubrificante che oltre ad essere efficace nel mantenere puliti gli stantuffi, le fascie elastiche ed i mantelli sia anche sufficientemente alcalino in modo che durante il funzionamento non si esaurisca troppo presto; nello stesso tempo però non deve contenere troppi additivi, i quali possono causare spessi depositi sul cielo degli stantuffi e delle testate cilindro. In base alla nostra esperienza riteniamo che un buon olio lubrificante debba avere un T.B.N. compreso fra  $20 \div 30$ . Inoltre l'olio deve essere di buona filtrabilità, nel senso che le proprietà disperdenti di questi non impediscano durante la depurazione una efficace separazione dei prodotti carboniosi, fuliggine, ceneri, ecc. dall'olio stesso;

d) disporre di un buon impianto di depurazione dell'olio, che in base all'attuale esperienza lo si ottiene con l'introduzione della centrifugazione continua. Con questo sistema dopo 5000 ore di moto il tasso di sospensioni carboniose può arrivare al massimo al  $2 \div 3\%$ ;

e) un miglioramento sui fenomeni corrosivi e sull'entità dei depositi sulle valvole è probabile si possa realizzare miscelando all'olio combustibile pesante particolari additivi che oltre ad essere anti-vanadio e zolfo servono contemporaneamente a migliorare la dispersione e la combustione delle frazioni pesanti contenute nell'olio combustibile.

Giuseppe Simonetti

Capo Servizio Controlli ed Esperienze FIAT - Grandi Motori

## IMPIANTI A VAPORE E NUCLEARI

Ad Antonio Capetti

## Metodi avanzati di progettazione nucleare e di controllo e loro applicazioni ai reattori navali

GIULIO CESONI, in questa memoria che dedica al Prof. Antonio CAPETTI, espone alcuni tra i metodi avanzati per il calcolo e per il controllo di reattori nucleari che sono stati sviluppati presso la Sezione Energia Nucleare della Fiat. Essi sono stati applicati nei progetti di reattori navali ivi attuati, fra i quali il reattore navale « compatto » che viene in breve illustrato.

La propulsione navale nucleare costituisce attualmente l'oggetto di numerosi studi teorici e sperimentali in tutti i Paesi più progrediti. Gli sforzi tecnici in questo settore sono molto intensi e sostenuti da finanziamenti di rilevante entità, anche se non si è ancora raggiunto il limite della competitività economica con i sistemi di propulsione tradizionali, traguardo indispensabile per una affermazione pratica nelle applicazioni civili.

Anche l'Italia sta dando il suo contributo tecnico all'avanzamento di questo settore, come si conviene ad una Nazione di grandi tradizioni marinare che non può rimanere arretrata in un campo di tanta importanza per l'avvenire. In realtà si può infatti ragionevolmente ritenere che la navigazione nucleare civile si trovi oggi in uno stadio all'incirca analogo a quello che caratterizzava lo sviluppo della produzione di energia elettrica per mezzo dei reattori nucleari all'epoca della prima Conferenza di Ginevra, dieci anni or sono. Occorre anche tenere presente che, mentre a quell'epoca esistevano soltanto due centrali nucleari: una americana (Shippingport), l'altra russa (Obnisk), ed una terza centrale, quella inglese di Calderhall, era ancora in costruzione, al tempo stesso i primi sommergibili nucleari solcavano i mari con una sicurezza di funzionamento ed una autonomia che hanno impressionato il mondo intero. L'esperienza operativa acquisita in tal modo, ed anche attraverso l'impiego delle unità di superficie che sono in navigazione già da diversi anni, potrà apportare utili contributi al progresso di questo settore.

Circa la progettazione dei reattori per navi civili, pur se è da

tenersi presente che i reattori per sommergibili erano e sono tuttora « classificati », è vero altresì che le tecnologie di base a suo tempo sviluppate e messe a punto per poter giungere alla realizzazione delle prime unità subacquee nucleari hanno potuto già essere in parte utilizzate per le applicazioni civili, cosicché non soltanto i progetti delle moderne centrali nucleari ma anche quelli dei primi reattori navali per impiego civile hanno potuto utilizzare una notevole messe di dati e procedimenti tecnologici avanzati.

In particolare mette conto di rilevare che negli ultimi tre-quattro anni sono stati già raggiunti sostanziali progressi, passando ad es., a parità di potenza, da un peso totale dell'apparato nucleare (compresi gli schermaggi) di 2800 tonn. (reattore della Savannah) a 1070 tonn. (reattore compatto italiano in stadio di avanzata progettazione presso la FIAT).

Non è quindi azzardato il ritenere che in un numero di anni relativamente ridotto si potrà raggiungere anche in questo campo la competitività economica con le soluzioni tradizionali.

Questa previsione è suffragata, oltre che dall'impegno con il quale nei principali Paesi del mondo è stato affrontato questo problema, anche dal fatto che alcuni nuovi ed importanti perfezionamenti tecnici, recentemente realizzati per le centrali nucleari, possono — o potranno tra breve — essere applicati anche ai reattori per propulsione navale.

Tra questi campeggiano in primo piano alcuni nuovi metodi di controllo dei reattori che consentiranno rilevanti diminuzioni dei costi.

Come è noto, agli effetti della

economicità di esercizio riveste una fondamentale importanza il giungere ad un basso costo del ciclo di combustibile.

A tal fine occorre aumentare la durata dei noccioli (cores) contenenti il combustibile nucleare e migliorare le loro caratteristiche termoidrauliche, nonché l'economia neutronica. L'avanzamento in tali direzioni è ottenuto sia dall'adozione di tecnologie nuove nella costruzione degli elementi di combustibile (ad es. uso di leghe di zirconio come materiale strutturale), sia da una migliore conoscenza delle prestazioni del nocciolo che permetta di esercirlo in condizioni più vicine ai limiti tecnologici posti dalla resistenza dei materiali e dai fenomeni di « crisi termica », sia infine dall'adozione di metodi perfezionati di controllo della reattività (controllo chimico, controllo « a variazione di spettro », applicazione di veleni bruciabili).

Una più dettagliata conoscenza delle condizioni di esercizio del nocciolo è ora resa possibile dallo sviluppo di tecniche di calcolo complesse mediante l'uso di moderni calcolatori elettronici (analisi dettagliata della distribuzione di flussi neutronici, ridistribuzione di portata tra i vari elementi di combustibile in funzione delle diverse resistenze idrauliche dovute al diverso grado di ebollizione, simulazione mediante tecniche Montecarlo degli effetti di variazione, da punto a punto nel reattore, delle caratteristiche geometriche e dei materiali connesse con le tolleranze di lavorazione).

D'altra parte l'esecuzione di esperimenti particolari che simulano le condizioni termiche ed idrauliche di un nocciolo, permette di stabilire con sempre maggio-

re approssimazione le condizioni limite di esercizio, in particolare per quanto riguarda il flusso termico (crisi termica) e le instabilità idrauliche.

Questi metodi e procedimenti tecnicamente avanzati consentono già di progettare noccioli aventi una vita assai lunga (due, quattro anni) e che sopportano uno sfruttamento notevolmente spinto, permettendo di raggiungere dei tassi di utilizzazione (burn-up) notevolmente elevati.

Ci soffermeremo alquanto su alcuni di questi avanzamenti tecnici, tralasciando, per motivi di brevità, di trattare degli altri perfezionamenti (relativi agli aspetti fluidodinamici e meccanici della progettazione dei moderni noccioli per reattori navali) che insieme ai progressi precedentemente menzionati hanno consentito negli ultimi anni — e consentiranno nel prossimo avvenire — di migliorare in maniera sostanziale il rendimento e la economia dei reattori navali per uso civile.

In particolare esamineremo quindi — sia pure entro i limiti di spazio qui concessi — taluni aspetti della analisi statistica summenzionata che possono dare una idea del grado di avanzamento al quale si sono portate le tecniche di calcolo nucleare, ed un metodo avanzato di controllo recentemente adottato per un reattore navale italiano in corso di progettazione.

Ci limiteremo, in seguito, ad accennare — ai fini di una più immediata valutazione degli avanzamenti attualmente in corso, — ad alcune soluzioni recenti, riguardanti la struttura generale dei reattori navali che hanno permesso di realizzare sostanziali riduzioni nel peso e nell'ingombro dei reattori stessi.

#### ANALISI STATISTICA DEI FATTORI DI CORREZIONE.

Sono stati messi a punto negli ultimi anni, particolarmente negli Stati Uniti, metodi di analisi statistica dei fattori di « canale caldo » e di « punto caldo » i quali, partendo da un esame della distribuzione probabilistica, in connessione con le tolleranze di fabbri-

cazione, dei vari parametri <sup>(1)</sup> dai quali dipende la valutazione dei suddetti fattori, giungono a permettere una dettagliata casistica degli effetti sui fattori di correzione dei probabili scostamenti reali delle singole variabili dai valori nominali assunti per il progetto, consentendo in tal modo una valutazione assai più aderente alla realtà dei fattori summenzionati.

Ciò riveste una notevole importanza sotto il profilo tecnico-economico, giacché permette di « affinare » il valore dei fattori di correzione, evitando di dover adottare nella progettazione margini cautelativi di eccessiva entità; in tal modo le prestazioni del nocciolo (ad esempio la potenza specifica) vengono aumentate solo grazie ad una più dettagliata analisi dei problemi in oggetto, senza che ciò implichi la necessità di dover ricorrere a nuove tecnologie.

Al fine della suddetta « analisi statistica » un determinato fattore di correzione — ad es. il fattore di correzione locale per l'entalpia  $f_{\Delta H}$  — può essere espresso con la formula:

$$f_{\Delta H} = \frac{\Delta H(x_1, x_2)(y_1 \dots y_n)}{\Delta H_{nm}(y_{10} \dots y_{n0})} \quad (1)$$

dove:

$\Delta H$  è il salto di entalpia nel nocciolo;

$\Delta H_{nm}$  è il suo valore medio nominale di progetto;

$x_1, x_2$  sono le coordinate spaziali in una sezione trasversale del « core » (se si tratta di una sezione rettangolare; oppure  $\varrho, \vartheta$ , se si tratta di una sezione circolare);

$y_1 \dots y_n$  rappresentano i valori reali delle « variabili ingegneristiche »;

$y_{10} \dots y_{n0}$  rappresentano i valori nominali di progetto delle suddette variabili.

In tale formula

— il *numeratore* rappresenta l'aumento di entalpia in un canale effettivo;

<sup>(1)</sup> Questi parametri vengono essenzialmente divisi, a tal fine, in « variabili nucleari » (ad es.: arricchimento del combustibile, ecc.) e « variabili ingegneristiche » (ad es.: dimensioni del combustibile, spessore dell'incamiciatura metallica, ecc.).

— il *denominatore* rappresenta l'aumento di entalpia nominale medio nel nocciolo che è quindi anche il valore nominale nel canale considerato nella ipotesi che:

a) tutti i dati caratteristici del nocciolo abbiano i valori nominali di progetto;

b) la sorgente di calore sia costante nei vari punti del nocciolo ed abbia valore pari al valore medio della sua distribuzione reale in condizioni nominali.

Attraverso sviluppi che tralasciamo per brevità, si giunge ad una separazione del fattore  $f_{\Delta H}$  in due parti: una « porzione ingegneristica »  $fI_{\Delta H}$  ed una « porzione nucleare »  $fN_{\Delta H}$ , cosicché si può scrivere:

$$f_{\Delta H} = fI_{\Delta H} \cdot fN_{\Delta H} \quad (2)$$

La valutazione del fattore  $fN_{\Delta H}$  si può effettuare, entro limiti soddisfacenti, per ciascun punto ( $x_1, x_2$ ) mediante calcoli neutronici, quindi il fattore  $fN_{\Delta H}$  si può considerare *noto*.

Per la valutazione del fattore  $fI_{\Delta H}$ , si possono considerare due modi diversi di esprimerlo, e precisamente:

a) sotto forma di prodotto:

$$fI_{\Delta H} = (fI_{\Delta H})_1 (fI_{\Delta H})_2 \dots (fI_{\Delta H})_n \quad (3)$$

dove il generico termine  $(fI_{\Delta H})_i$  è il rapporto tra la variazione di entalpia  $\Delta H$  nel punto ( $x_1, x_2$ ) quando tutte le  $y$  hanno il loro valore nominale ad eccezione della  $y_i$  che è presa con il suo valore reale, e l'aumento di entalpia  $\Delta H$  nel punto ( $x_1, x_2$ ) quando tutte le  $y$  hanno il loro valore nominale.

b) sotto forma di somma:

$$fI_{\Delta H} = 1 + \frac{(\delta\Delta H)_1}{\Delta H_0} + \frac{(\delta\Delta H)_2}{\Delta H_0} + \dots + \frac{(\delta\Delta H)_n}{\Delta H_0} \quad (4)$$

dove:  $(\delta\Delta H)_i$  è l'incremento di  $\Delta H$  dovuto alla variazione di  $y_i$  dal valore nominale al valore reale, mentre tutte le altre  $y$  mantengono (come si è detto sopra) il loro valore nominale.

$\Delta H_0$  è il valore del salto entalpico, nella ipotesi che tutte le variabili  $y$  abbiano il loro valore nominale di progetto.

#### METODO « CONVENZIONALE » PER LA VALUTAZIONE DEI FATTORI DI CORREZIONE.

È stata fin qui pratica usuale il calcolare il valore massimo  $F_w$  (« fattore di correzione ») degli  $f_w$  (fattori di correzione locali) facendo le seguenti assunzioni prudenziali:

1) le variabili ingegneristiche  $y$  sono indipendenti le une dalle altre;

2) i valori massimi di ciascun fattore della formula (3) o di ciascun addendo della formula (4) cadono nello stesso punto o nello stesso canale.

Si suppone che si abbia cioè un accumulo, nello stesso punto o nello stesso canale, delle condizioni meno favorevoli.

Cosicché  $F_w$  è:

— il prodotto dei massimi valori di ciascun fattore della formula (3) oppure:

— la somma dei massimi valori di ciascun addendo della formula (4).

Ora, ambedue le assunzioni a) e b) non sono del tutto corrette perché:

1) è praticamente impossibile definire i parametri del reattore per mezzo di variabili  $y$  che siano del tutto indipendenti le une dalle altre;

2) la probabilità che i valori massimi dei singoli fattori della formula (3) o dei singoli addendi della formula (4) si verifichino in realtà *nello stesso punto o nello stesso canale è estremamente piccola*.

Di conseguenza il *metodo convenzionale* conduce ad un progetto troppo prudentiale, e quindi antieconomico.

#### METODO DI ANALISI STATISTICA.

Per cercare di ovviare a ciò si è pensato di ricorrere ad un « metodo statistico » per l'analisi dei fattori di correzione.

Le grandi linee di applicazione di tale metodo statistico possono essere riassunte schematicamente come segue:

a) si esprime il *fattore di correzione locale*, ad es.  $f_{\Delta H}$ , come funzione dello spazio ( $x_1, x_2$ ) e delle variabili ingegneristiche

( $y_1 \dots y_n$ ), e lo si divide in due parti, come già fatto sopra:

$$f_{\Delta H} = fI_{\Delta H} \cdot fN_{\Delta H}$$

b) si ricavano (sulla base dei dati e delle tolleranze di fabbricazione, ed anche di eventuali apposite procedure sperimentali) le funzioni di distribuzione delle variabili ingegneristiche  $y$ ;

c) si calcolano le funzioni di distribuzione di  $f_{\Delta H}$  come conseguenza della funzione di distribuzione delle variabili ingegneristiche  $y$ ;

d) si stabilisce il più alto numero di elementi di combustibile in cui si ammette un incidente (fusione, burn-out, ecc.);

e) infine ci si attiene, nel progetto nominale, a criteri tali da vincolare la determinazione dei dati e delle tolleranze e quindi le funzioni di distribuzione degli  $f_{\Delta H}$  all'ottenimento delle condizioni espresse al punto d).

I calcoli hanno dimostrato che si possono ottenere riduzioni, nei valori dei fattori di correzione che giungono fino al 35%.

Tuttavia anche il metodo statistico presenta degli inconvenienti, particolarmente connessi con le proprietà delle variabili con distribuzione casuale.

Fin qui si è sempre in pratica applicata la forma « prodotto ». Tale metodo però presenta due inconvenienti:

a) non esistono in genere « teoremi di conservazione » per il prodotto di variabili casuali; in altre parole, il prodotto di due variabili di uno stesso tipo (ad es. normali, cioè con distribuzione Gaussiana) non è in genere una variabile di quel tipo;

b) la « composizione delle variabili » va eseguita, per il prodotto, combinandone passo passo prima due, poi la risultante con una terza, e così via.

I metodi statistici sono, per questa particolare applicazione, tuttora in fase di sviluppo, e si è visto che ad entrambi questi inconvenienti è possibile porre rimedio cercando di ridurre il problema a quello di ricerca delle caratteristiche probabilistiche delle somme di variabili casuali anziché dei prodotti, partendo cioè dalla for-

mula (4), anziché dalla formula (3).

Valgono infatti, per la somma di un numero finito di variabili casuali, le seguenti proprietà che ne rendono più facile e rapido lo studio:

— la funzione caratteristica di una somma di variabili indipendenti è uguale al prodotto delle funzioni caratteristiche dei singoli addendi e quindi se la funzione caratteristica, cioè nel nostro caso la funzione di distribuzione, dei singoli addendi è una Gaussiana, la funzione di distribuzione della somma è anch'essa una Gaussiana;

— la funzione di probabilità della somma di due variabili indipendenti è:

$$f(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} f_1(x-z) \cdot f_2(z) dz = \int_{-\infty}^{+\infty} f_2(x-z) \cdot f_1(z) dz$$

— indicando con  $m_1, m_2 \dots m_n$  i valori medi degli addendi e con  $\sigma_1, \sigma_2 \dots \sigma_n$  gli scarti quadratici medi degli addendi si avrà che il valore medio  $m$  della somma è:

$$m = m_1 + m_2 \dots m_n$$

e lo scarto quadratico medio della somma è:

$$\sigma^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots \sigma_n^2$$

L'analisi statistica permette di agire, in fase di progetto, sui dati di tolleranza, vincolando maggiormente (cioè fissando per essi tolleranze più strette) quelli che hanno maggiore influenza sui parametri che interessano (ad es. i parametri termici).

Vi sono però difficoltà di determinazione delle curve di distribuzione dei valori delle variabili ingegneristiche  $y$ , che per semplificare si suppone siano uniformi per tutta la lunghezza di un determinato canale del nocciolo.

#### METODO DEL MODELLO A MACCHIE.

Un ulteriore passo in avanti è stato realizzato presso la Sezione Energia Nucleare della FIAT dove è stato sviluppato un metodo perfezionato di analisi statistica il quale tiene conto del fatto che le variabili termiche ed idrauliche in gioco nella progettazione del nocciolo dipendono in realtà:

a) dai valori delle  $y_i$  in ogni singolo punto del nocciolo, oltre che

b) dalla distribuzione spaziale del flusso neutronico, e

c) dalle condizioni termiche ed idrauliche dell'intero reattore.

Per fare ciò si è sviluppato un modello fisico del nocciolo, che si è denominato « modello a macchie ».

In esso è definita come « macchia » la regione nella quale i valori densità, arricchimento, dimensioni geometriche dell'incamiciatura, ecc., possono ritenersi indipendenti dagli stessi valori delle macchie adiacenti. Tali valori si suppongono uguali in tutta l'ampiezza della macchia. Ogni canale del nocciolo è suddiviso in piccole regioni: in ciascuna di queste regioni le variabili indipendenti soggette a variazioni statistiche (ad es.: densità, arricchimento, dimensioni geometriche dell'incamiciatura) sono supposte costanti ed i loro valori sono scelti a caso dalle curve di distribuzione sperimentali o stimate teoricamente.

Avendo rappresentato in questo modo un possibile nocciolo reale, si possono calcolare le variabili dipendenti termo-idrauliche di interesse (temperatura, cadute di pressione, velocità e densità), servendosi di un sufficientemente dettagliato ma normale metodo di calcolo termo-idraulico.

Questa procedura viene quindi ripetuta secondo la tecnica Montecarlo, estraendo a sorte altrettanti noccioli e calcolando per ognuno di questi le variabili dipendenti termo-idrauliche di interesse.

Per ciascuna variabile è così possibile ottenere le curve di probabilità e le curve di distribuzione, valori medi e deviazioni, nonché i valori corrispondenti ad un prefissato « livello di attendibilità ».

I primi risultati ottenuti sono i seguenti:

a) il valore più probabile di alcune variabili dipendenti risulta spostato rispetto al valore nominale; e per certe variabili fortemente non lineari rispetto ai parametri statistici indipendenti (ad es.: massima temperatura dell'incamiciatura e del combustibile; minimo rapporto di « burn-put »),

tale spostamento è sovente notevole;

b) le curve di distribuzione delle variabili dipendenti sono legate alla forma del flusso termico assiale; per esempio, la variazione dell'entalpia in uscita dal nocciolo rispetto al valore nominale è tanto più grande quanto maggiore è il rapporto del flusso massimo al flusso medio assiale;

c) i valori medi e le deviazioni standard dipendono dall'ampiezza assegnata alla « macchia ». Tale ampiezza è il parametro che più influenza i valori dei fattori di correzione, portando in alcuni casi ad una riduzione di un fattore 10 rispetto ai valori forniti dal metodo conservativo non statico.

Questi metodi di calcolo sono in fase di ulteriore perfezionamento e sono già attualmente di grande utilità per la progettazione di noccioli avanzati.

#### METODI AVANZATI PER IL CONTROLLO DEI REATTORI NUCLEARI.

Un altro campo suscettibile di sostanziali migliorie è quello del controllo dei reattori. Sono attualmente in via di sviluppo varie soluzioni, cui abbiamo in precedenza accennato, alcune delle quali sono già suscettibili di applicazione pratica. Sono state studiate, ad esempio, presso la FIAT soluzioni nuove in campo navale, quale la adozione del « controllo chimico » (chemical shim).

Questo metodo di controllo è stato applicato nella progettazione di un reattore navale italiano, denominato « reattore compatto » e concepito con criteri che uniscono ad una ottimizzazione parametrica approfondita in relazione alla applicazione su navi mercantili, una elevata sicurezza di funzionamento (dovuta all'impiego di componenti che sono già stati lungamente provati in mare) ed una compattezza e leggerezza assai spinte.

Il controllo chimico, impiegato recentemente nella centrale nucleare di Trino Vercellese, è stato messo a punto e adattato all'impiego navale, per la prima volta, con il progetto del reattore sviluppato dalla FIAT nell'ambito del programma che la FIAT e l'Ansaldo stanno conducendo con parzia-

le finanziamento dell'EURATOM e con la partecipazione del CNEN.

Questo metodo permette di controllare le variazioni lente di reattività attraverso la introduzione, nell'acqua che costituisce il fluido refrigerante nel circuito primario, di un « veleno solubile », assorbitore di neutroni, la cui concentrazione può essere variata durante il funzionamento del reattore mediante opportuni accorgimenti.

Ciò consente di ridurre la reattività che deve essere controllata per mezzo di « barre di controllo » e di conseguenza permette di realizzare un reattore dotato di un minor numero di tali barre.

È questo un vantaggio essenziale per le applicazioni marine, date le dimensioni assai ridotte del nocciolo.

Occorre naturalmente adottare, per contro, alcune « barre di sicurezza » che possano entrare in funzione qualora si verificasse un incidente tale da causare una indebita diminuzione di concentrazione del veleno solubile e che vengono impiegate anche per lo spegnimento del reattore a caldo, durante il funzionamento normale, cioè per il passaggio da piena potenza a potenza zero, mantenendo elevata la temperatura del refrigerante.

Infatti mentre la variazione di reattività che si verifica via via che il nocciolo viene « bruciato » viene compensata diminuendo gradualmente la concentrazione del boro nel fluido che attraversa il nocciolo stesso, lo spegnimento del reattore viene effettuato mediante le barre di controllo, data la rapidità richiesta da tale operazione. Invece il controllo della variazione di reattività, che si verifica dopo lo spegnimento a causa della temporanea formazione di Xe 133 e della successiva trasformazione di questo in isotopi assai meno assorbenti per i neutroni, può essere affidato al veleno chimico ed alle barre di controllo secondo vari possibili criteri di ripartizione.

La scelta fra tali criteri deve essere fatta, in particolare per quanto riguarda il volume di acqua da inviare al sistema rifiuti in seguito alle operazioni di diluizione o concentrazione del veleno chimico, confrontando la maggiore eco-

nomia dell'impianto con la maggior sicurezza di intervento del sistema di controllo.

Sono stati particolarmente presi in considerazione i seguenti quattro casi:

Caso A:

- reattività dovuta allo Xenon all'equilibrio controllata con le barre di controllo;
- reattività dovuta al transitorio dello Xenon dopo uno spegnimento controllata con le barre di controllo.

Caso B:

- reattività dovuta allo Xenon all'equilibrio controllata con le barre di controllo;
- reattività dovuta al transitorio dello Xenon dopo uno spegnimento controllata con il boro.

Caso C:

- reattività dovuta allo Xenon all'equilibrio controllata con il boro;
- reattività dovuta al transitorio dello Xenon dopo uno spegnimento controllata con il boro.

Caso D:

- reattività dovuta allo Xenon all'equilibrio controllata con il boro;
- reattività dovuta al transitorio dello Xenon dopo uno spegnimento controllata con le barre.

Per ognuno di tali casi, sono state calcolate le quantità di acqua estratte dal sistema refrigerante primario ed inviate al sistema trattamento rifiuti, durante le operazioni di diluizione o di borazione dell'acqua del primario, in conseguenza delle seguenti operazioni:

1. Partenza da freddo.
2. Spegnimento a freddo.
3. Partenza a caldo al momento del picco di reattività negativa introdotta nel reattore dal transitorio da Xenon dopo uno spegnimento dalla potenza 100% a 0%.
4. Partenza a caldo dopo un tempo dallo spegnimento, sufficiente a far decadere lo Xenon all'equilibrio esistente al momento dello spegnimento stesso.

Le quantità di acqua da inviare al sistema trattamento rifiuti, a causa delle operazioni di diluizione e di borazione, sono identiche a quelle immesse nel primario per regolarne la quantità di boro durante le procedure precedentemen-

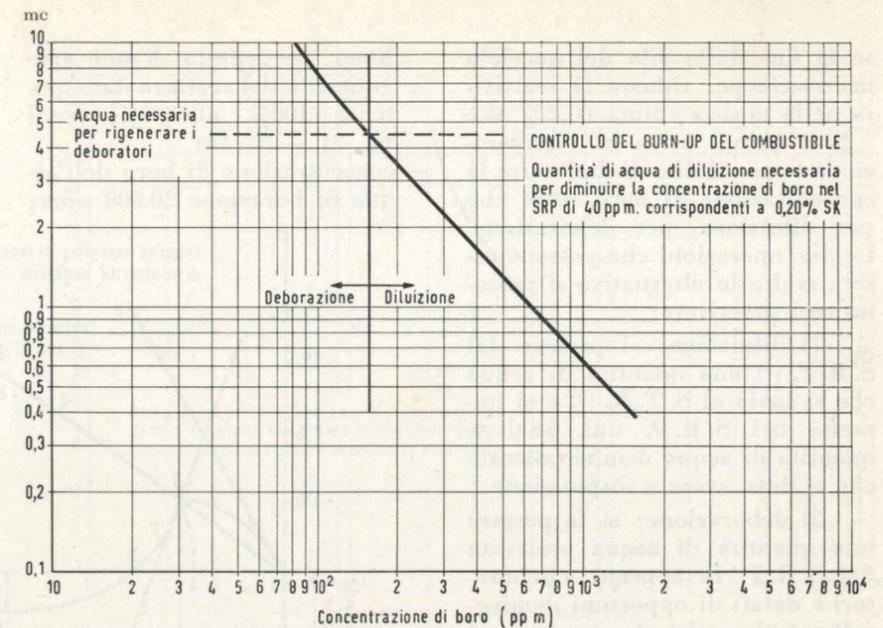


Fig. 1.

te elencate; pertanto i calcoli sono stati eseguiti con le relazioni:

$$W \cdot t = M \log \frac{C_i}{C_f} \quad (6)$$

$$W \cdot t = M \log \frac{C_o - C_i}{C_o - C_f} \quad (7)$$

La (6) si applica quando si voglia diminuire la quantità di boro disciolto nella massa  $M$  del fluido refrigerante primario, dalla concentrazione iniziale  $C_i$  alla concentrazione finale  $C_f$ , con una portata di acqua demineralizzata  $W$ , per un tempo  $t$  ( $W \cdot t =$  quantità di acqua demineralizzata necessaria).

La (7) si applica quando si voglia aumentare la quantità di boro disciolto nella massa  $M$  del fluido refrigerante primario, dalla concentrazione  $C_i$  alla concentrazione  $C_f$  con una portata  $W$  di acqua con concentrazione di boro  $C_o$ , per un tempo  $t$  ( $W \cdot t =$  quantità di acqua borata necessaria).

Le quantità di acqua demineralizzata o borata da impiegarsi per raggiungere una determinata concentrazione  $C_a$  variano notevolmente al variare della concentrazione  $C_i$ , e cioè al variare del livello di burn-up raggiunto dal nocciolo. Le quantità di acqua in oggetto sono state pertanto calcolate per tutti i valori che  $C_i$  assume dall'inizio alla fine della vita del nocciolo.

(2) Le concentrazioni di boro vengono espresse in ppm, parti di boro per milione di parti di acqua.

Usando la formula (6) e tenendo conto che, nel caso in oggetto, allo 0,2%  $\delta k$  (3) corrispondono 40 ppm di boro e che  $M$  (massa di acqua del sistema refrigerante primario) vale 15.000 kg si sono calcolate le portate d'acqua di diluizione necessarie per ridurre nella misura voluta la concentrazione di boro durante la vita del nocciolo.

I risultati sono riportati nella seguente tabella:

	$C_i$ (ppm di boro)	$C_f$ (ppm di boro)	$W \cdot t$ (*) (kg)
1 <sup>a</sup> Diluizione	1600	1560	380
5 <sup>a</sup> »	1440	1400	420
10 <sup>a</sup> »	1240	1200	495
15 <sup>a</sup> »	1040	1000	600
20 <sup>a</sup> »	840	800	750
25 <sup>a</sup> »	640	600	960
30 <sup>a</sup> »	440	400	1500
35 <sup>a</sup> »	240	200	2740
37 <sup>a</sup> »	160	120	4350
39 <sup>a</sup> »	80	40	10 350

Dall'esame della tabella e della figura 1 si nota il notevole incremento della quantità d'acqua ver-

(3) La diluizione (o la deborazione) associata alla variazione di reattività per consumo di combustibile avviene in modo discontinuo (v. più avanti). Le barre di controllo seguono il consumo di combustibile per un periodo di tempo corrispondente ad una diminuzione di reattività = 0,2%  $\delta k$ , essendo man mano estratte su comando del sistema di controllo automatico a temperatura media costante del refrigerante. Dopo tale periodo è necessario diluire (o deborare) e riportare le barre di controllo nella posizione iniziale.

\* kg di acqua demineralizzata e deborata.

so la fine dalla vita del nocciolo necessario per ridurre la reattività nella misura voluta (0,2%  $\delta k$ ).

Si è quindi presa in considerazione la possibilità di diminuire la concentrazione di boro, oltre che per diluizione, per deborazione. Le due operazioni che possono essere svolte in alternativa si possono così descrivere:

1) diluizione: si preleva dal S. R. P. (4) una quantità di acqua che si invia al S. T. R. (5) e si immette nel S. R. P. una analoga quantità di acqua demineralizzata che si deve avere a disposizione;

2) deborazione: si fa passare una quantità di acqua prelevata dal S. R. P. in appositi «deboratori» dotati di opportuni demineralizzatori e la si rimette nel S. R. P.

In fig. 1 è stato riportato il valore della quantità di acqua necessaria per rigenerare i deboratori (4,5 m<sup>3</sup>) dopo ogni diluizione di 40 ppm di boro nel S. R. P. Dal confronto con la curva di diluizione si può dedurre che:

a) l'operazione di «deborazione» conviene solo quando la concentrazione di boro nel S. R. P. sia tale che la quantità di acqua per rigenerare i deboratori sia inferiore a quella demineralizzata, che si dovrebbe avere a disposizione per l'operazione di diluizione. Ciò avviene generalmente verso gli ultimi periodi della vita del combustibile, e, nel caso in esame, per una concentrazione del S. R. P. di 160 ppm, cioè dopo un funzionamento a piena potenza di 12.600 h;

b) è opportuno eseguire una diluizione discontinua, come detto sopra, perché una diluizione continua necessiterebbe di portate variabili notevolmente dall'inizio alla fine della vita del combustibile.

In relazione ai quattro possibili casi summenzionati, riporteremo due esempi di calcolo, relativi ai primi due tra essi.

Per l'esecuzione di tali calcoli vanno tenuti presenti, tra l'altro, i seguenti dati:

— massima reattività negativa introdotta dal transiente da

(4) S.R.P. - sistema refrigerante primario.

(5) S.T.R. - sistema trattamento rifiuti.

Xeno, per effetto di uno spegnimento del reattore dalla potenza 100% allo 0% (vedi fig. 2) —1%  $\delta k$ ;

— concentrazione di boro dell'acqua di borazione 20.000 ppm;

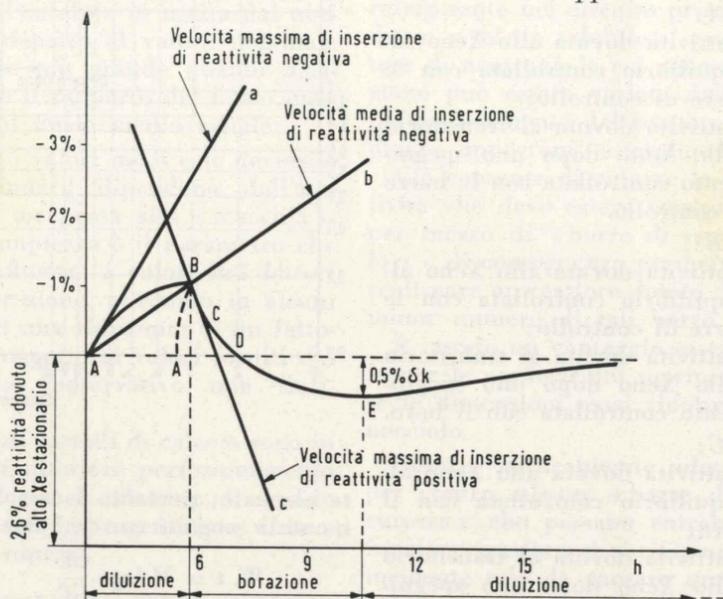


Fig. 2 - Andamento della reattività dovuto allo Xenon, dopo lo spegnimento del reattore dal 100% allo 0% e successiva partenza al picco dello Xenon.

— coefficiente di reattività associato al boro  $5 \cdot 10^{-5} \delta k / \text{ppm}$  boro;

— reattività associata all'aumento di temperatura dell'acqua (da reattore freddo a reattore critico caldo)  $6,6\% \delta k$ ;

— reattività associata allo Xenon all'equilibrio  $2,6\% \delta k$ .

In base ai precedenti dati, durante una partenza da freddo fino al 100% di potenza, bisogna dimi-

nuire la concentrazione di boro del fluido refrigerante primario di:

$$\frac{-6,6\% \delta k}{-5 \cdot 10^{-5} \frac{\delta k}{\text{ppm}}} = 1320 \text{ ppm}$$

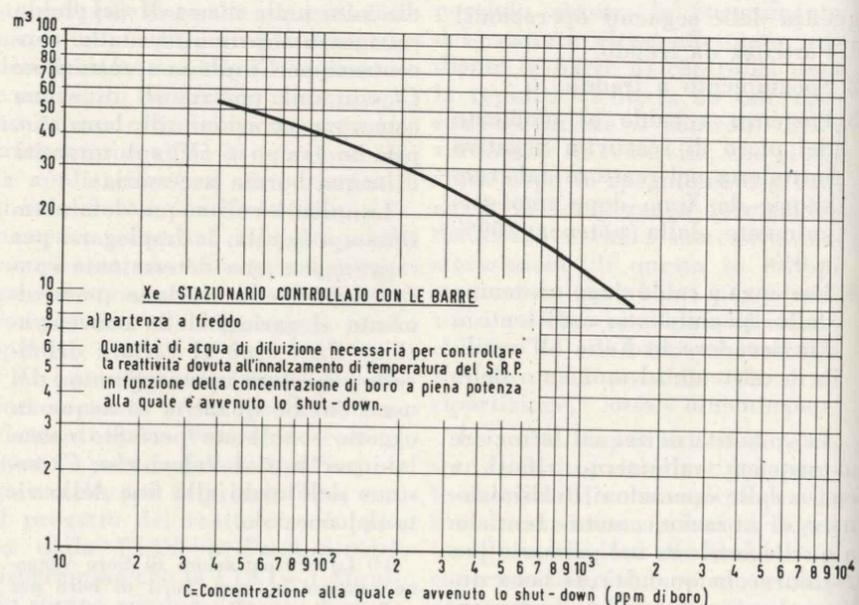


Fig. 3.

per compensare la reattività negativa introdotta dall'aumento di temperatura dell'acqua, e di:

$$\frac{-2,6 \delta k}{-5 \cdot 10^{-5} \frac{\delta k}{\text{ppm}}} = 520 \text{ ppm}$$

per compensare la reattività nega-

tiva introdotta dallo Xenon che si stabilisce a regime.

— Esame del « caso A »

1. Partenza da freddo. Si applica la relazione (6), ove:

$C_i$  = concentrazione di boro esistente nel reattore all'atto dello spegnimento e variabile con la vita del nocciolo da 1600 ppm a 40 ppm + 1320 ppm (boro immesso nel reattore per lo spegnimento).

$C_f = C_i - 1320 \text{ ppm}$ .

I risultati dei calcoli sono mostrati in fig. 3 che dà in ordinata la quantità di acqua di diluizione necessaria e in ascisse le concentrazioni di boro presente prima dello spegnimento.

2. Spegnimento a freddo. Si applica la relazione (7), ove:

$C_o = 20.000 \text{ ppm}$

$C_f = C_i + 1320 \text{ ppm}$

Per i casi estremi di inizio e fine vita risulta:

$C_i = 1600 \text{ ppm}$  (inizio vita);  $W \cdot t = 1110 \text{ kg}$  (acqua borata al 12% di  $\text{H}_3\text{BO}_3$ )

$C_i = 40 \text{ ppm}$  (fine vita);  $W \cdot t = 1000 \text{ kg}$  (acqua borata al 12% di  $\text{H}_3\text{BO}_3$ ).

Le operazioni 3) e 4) non interessano il presente caso perché le reattività negative introdotte dallo Xenon vengono compensate con le barre di controllo.

— Esame del « caso B »

1. Partenza da freddo. Le quantità di acqua sono identiche a quelle calcolate per il caso A-1, e riportate in fig. 3.

2. Spegnimento a freddo. Le quantità di acqua borata (12%  $\text{H}_3\text{BO}_3$ ) sono identiche a quelle calcolate per il caso A-2.

3. Partenza a caldo sul picco della reattività negativa introdotta nel reattore dal transiente da Xenon dopo uno spegnimento dalla potenza 100% a 0%.

La fig. 2 rappresenta, con buona approssimazione, l'andamento della reattività dovuta al transiente da Xenon dopo uno spegnimento a caldo e la successiva partenza al picco dello Xenon. Poiché il caso in esame prevede di controllare con il boro tutte le variazioni di reattività che si hanno durante il transitorio, bisogna seguire le tre fasi seguenti:

I) Diluizione fino al picco dello Xenon.

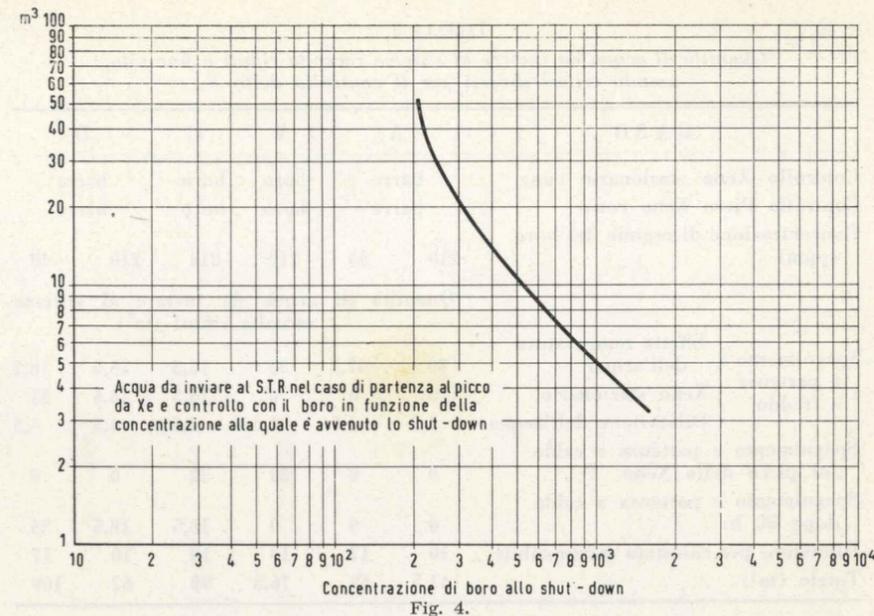


Fig. 4.

Poiché il picco corrisponde all'1% in reattività, bisogna diluire la concentrazione di boro nel reattore di 200 ppm.

II) Borazione dal picco dello Xenon fino al minimo di reattività assorbito dallo stesso.

Questa operazione consiste nel variare la reattività del 1,5% ossia la concentrazione di boro all'interno del reattore di 300 ppm.

III) Diluizione dal minimo di reattività assorbita dallo Xenon fino alla fine del transitorio. Poiché in questo periodo la reattività del reattore diminuisce per effetto dello Xenon dello 0,5%  $\delta k$ , bisogna diluire la concentrazione di boro all'interno del reattore di 100 ppm.

Le quantità di acqua necessarie per le tre precedenti operazioni sono state calcolate in funzione della concentrazione  $C_i$  di boro all'interno del reattore, prima di effettuare lo spegnimento, con la formula:

$$W \cdot t = M \left( \log \frac{C_i}{C_{f1}} + \log \frac{C_o - C_{f1}}{C_o - C_{f2}} + \log \frac{C_{f2}}{C_i} \right)$$

dove:

$W \cdot t$  = quantità d'acqua (kg)

$M = 15.000 \text{ kg}$  (acqua nel primario)

$C_i$  = concentrazione di boro esistente nel reattore all'atto dello spegnimento

$C_{f1}$  = concentrazione al picco dello Xenon =  $(C_i - 200)$

$C_{f2}$  = concentrazione al minimo di reattività assorbito dallo Xenon =  $(C_{f1} + 300) = (C_i + 100)$

$C_o = 20.000 \text{ ppm}$ .

I risultati dei calcoli sono mostrati in fig. 4. Sulle ascisse sono riportate le concentrazioni di boro presenti all'atto dello spegnimento.

L'operazione 4) non interessa il caso in esame poiché la reattività negativa, introdotta dallo Xenon all'equilibrio, viene compensata dalle barre di controllo.

Nella progettazione del controllo chimico si sono dovuti adottare particolari accorgimenti specie per quanto riguarda i due « circuiti ausiliari » del reattore:

— impianto di controllo chimico e di controllo del volume del fluido primario;

— impianto di raccolta dei rifiuti radioattivi liquidi.

Per il secondo impianto si è preso in considerazione innanzi tutto il caso in cui risulti anti-economico un impianto a bordo per il « trattamento » di tali rifiuti.

Si è quindi previsto che questi vengano semplicemente raccolti in appositi serbatoi, e scaricati poi in mare ad opportuna distanza dalle coste.

La quantità di tali rifiuti liquidi, e quindi le dimensioni dell'impianto di raccolta, sono ovviamente in relazione diretta con il programma operativo durante la vita del nocciolo.

TABELLA 2.

Quantità di acqua da inviare al sistema raccolta rifiuti a fine vita, usando criteri diversi per il controllo dello  $X_c$ .

CASO	A	B	C	D			
Controllo Xenon stazionario con:	barre	boro	boro	barre			
Controllo Picco Xenon con:	barre	boro	boro	barre			
Concentrazione di regime del boro (ppm)	210	40	210	210			
	Quantità di acqua da inviare al sistema raccolta rifiuti (m <sup>3</sup> )						
Spegnimento e partenza a freddo	Effetto temperatura dell'acqua	30	47,5	30	15,5	15,5	18,2
	Xenon stazionario	0	0	0	18,5	18,5	35
	Dilatazione dell'acqua	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
Spegnimento e partenza a caldo sul picco dello Xenon	0	0	32	32	0	0	
Spegnimento e partenza a caldo dopo 50 h.	0	0	0	18,5	18,5	35	
Diluizione per consumo combustibile	10	17	10	10	10	17	
Totale (m <sup>3</sup> )	44,5	69	76,5	99	67	109	

Il dimensionamento viene effettuato, come si è detto, basandosi sui dati a fine vita del nocciolo, perché questa è la fase in cui sono maggiori le quantità di acqua da inviare all'impianto di raccolta.

L'entità di questi volumi è considerevole, ma non tale da impedire una applicazione navale del metodo in oggetto.

Nella Tab. 2 sono indicate le quantità di acqua da inviare ai serbatoi del sistema, calcolate, a fine vita, per varie ipotesi di suddivisione del controllo tra «barre» e «veleno solubile», usando cioè diversi possibili criteri per il controllo dello Xenon prodotto dalla fissione (4 casi summenzionati).

Circa il primo impianto (di controllo chimico e del volume) ci limiteremo, per brevità, a rilevare che esso, oltre che regolare la concentrazione del veleno chimico, depura il fluido primario da una parte delle impurità che lo inquinano in seguito alla formazione di prodotti di corrosione e di «crud»<sup>(6)</sup>, nonché di prodotti derivanti dall'azione dei neutroni sul boro e mantiene ad un adeguato valore di concentrazione particolari additivi chimici che vengo-

(6) Viene così denominato il materiale, che è asportato (per erosione, ecc.) dalle pareti metalliche percorse dal fluido primario e che quindi inquina il fluido stesso sotto forma di particelle in sospensione. Queste ultime possono eventualmente depositarsi in qualche punto del circuito primario ed essendo costituite da elementi in genere attivabili per effetto dei neutroni, possono rappresentare un serio inconveniente operativo.

no impiegati quali inibitori della corrosione.

Esso infine serve per mantenere ad un opportuno livello il fluido primario entro il pressurizzatore.

Nella Tab. 3 è riassunta la situazione relativa alle quattro diverse soluzioni per il controllo dello  $X_c$ , e viene indicata la portata di progetto delle pompe di carico. Dei quattro casi esaminati, il caso D (controllo dello  $X_c$  stazionario con boro e del picco di  $X_c$  con barre) appare il più vantaggioso per i seguenti motivi:

- 1) richiede la minore portata per le pompe di carico;
- 2) rispetto al caso B la reattivi-

TABELLA 3.

Tabelle riassuntive delle quantità d'acqua da inviare al sistema rifiuti e delle portate d'acqua da inserire nel primario per quattro casi di suddivisione di controllo dello  $X_c$  tra barre e veleno chimico.

	Volume (m <sup>3</sup> ) da inviare al sistema di raccolta rifiuti se le operazioni, assunte per il calcolo, avvengono ad una concentrazione di 210 ppm.	Volume (m <sup>3</sup> ) da inviare al sistema raccolta rifiuti se le operazioni, assunte per il calcolo, avvengono ad una concentrazione di 40 ppm.	Portata di progetto delle pompe di carico 1/s
CASO A	44,5	69	1,5 (*)
- $X_c$ staz. con barre			
- picco $X_c$ con barre			
CASO B	76,5		2,15
- $X_c$ staz. con barre			
- picco $X_c$ con boro			
CASO C	99		2,15
- $X_c$ staz. con boro			
- picco $X_c$ con boro			
CASO D	67	109	0,78
- $X_c$ staz. con boro			
- picco $X_c$ con barre			

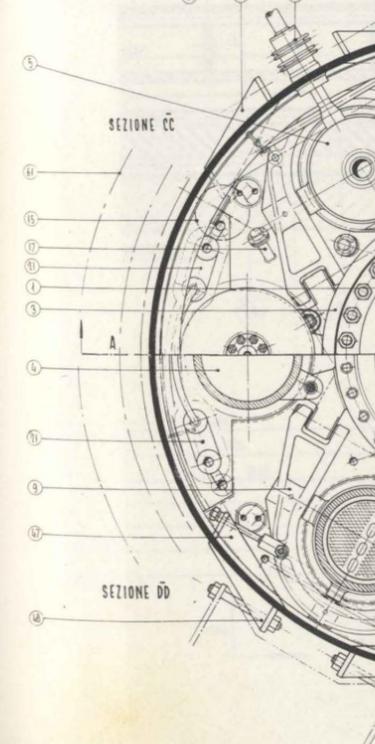
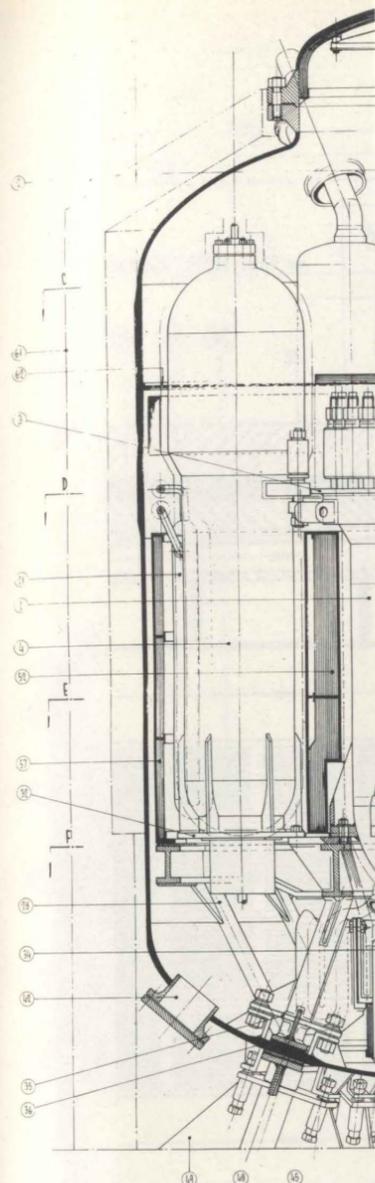
(\*) Tale portata potrebbe essere ridotta combinando in maniera ottima il movimento delle barre con la diluizione durante la durata del transitorio di reattività per andata a regime.

vià controllata dalle barre è minore per la differenza fra la reattività associata allo Xenon stazionario (2,6%  $\delta k$ ) e quella associata al picco da Xenon dopo lo spegnimento (1%  $\delta k$ ), differenza che è uguale all'1,6%  $\delta k$ ;

3) per le minori complicazioni che comporta il controllo del transiente da Xenon dopo lo spegnimento, con le barre rispetto al boro.

Nell'impianto nucleare del progetto intermedio dello Studio FIAT-ANSALDO è stato affidato all'acido borico come veleno neutronico il controllo della reattività associata all'effetto di temperatura per il passaggio freddo-caldo da 20 °C a 130 °C e il controllo dello  $X_c$  e del Sm stazionari mentre lo  $X_c$  transitorio e la reattività associata all'effetto di temperatura da 130 °C a 300 °C sono controllati con le barre. La concentrazione di boro a potenza e a fine vita del reattore è 50 ppm. Quando per il controllo del burn-up si raggiungono le 160 ppm le operazioni di deborazione avvengono per mezzo di resine scambiatrici di ioni invece che per diluizione con acqua tranne che per la partenza da freddo.

**Problemi riguardanti la sicurezza:** una particolare attenzione deve essere dedicata ad alcuni aspetti potenzialmente negativi della adozione del controllo chimico, concernenti una possibile



fine vita,

	D	
	barre	barre
210	40	
Inviare al sistema rifiuti (m <sup>3</sup> )		
5,5	15,5	18,2
3,5	18,5	35
4,5	4,5	4,5
2	0	0
3,5	18,5	35
10	17	
67	109	

inibitori della

per mantenere livello il fluido pressurizzatore. riassunta la sille quattro di er il controllo indicata la porlle pompe di casasi esaminati, il dello X<sub>c</sub> stazio-del picco di X<sub>c</sub> il più vantag-i motivi:

minore portata arico; caso B la reatti-

vità controllata dalle barre è minore per la differenza fra la reattività associata allo Xenon stazionario (2,6%  $\delta k$ ) e quella associata al picco da Xenon dopo lo spegnimento (1%  $\delta k$ ), differenza che è uguale all'1,6%  $\delta k$ ;

3) per le minori complicazioni che comporta il controllo del transiente da Xenon dopo lo spegnimento, con le barre rispetto al boro.

Nell'impianto nucleare del progetto intermedio dello Studio FIAT-ANSALDO è stato affidato all'acido borico come veleno neutronico il controllo della reattività associata all'effetto di temperatura per il passaggio freddo-caldo da 20 °C a 130 °C e il controllo dello X<sub>c</sub> e del Sm stazionari mentre lo X<sub>c</sub> transitorio e la reattività associata all'effetto di temperatura da 130 °C a 300 °C sono controllati con le barre. La concentrazione di boro a potenza e a fine vita del reattore è 50 ppm. Quando per il controllo del burn-up si raggiungono le 160 ppm le operazioni di deborazione avvengono per mezzo di resine scambiatrici di ioni invece che per diluizione con acqua tranne che per la partenza da freddo.

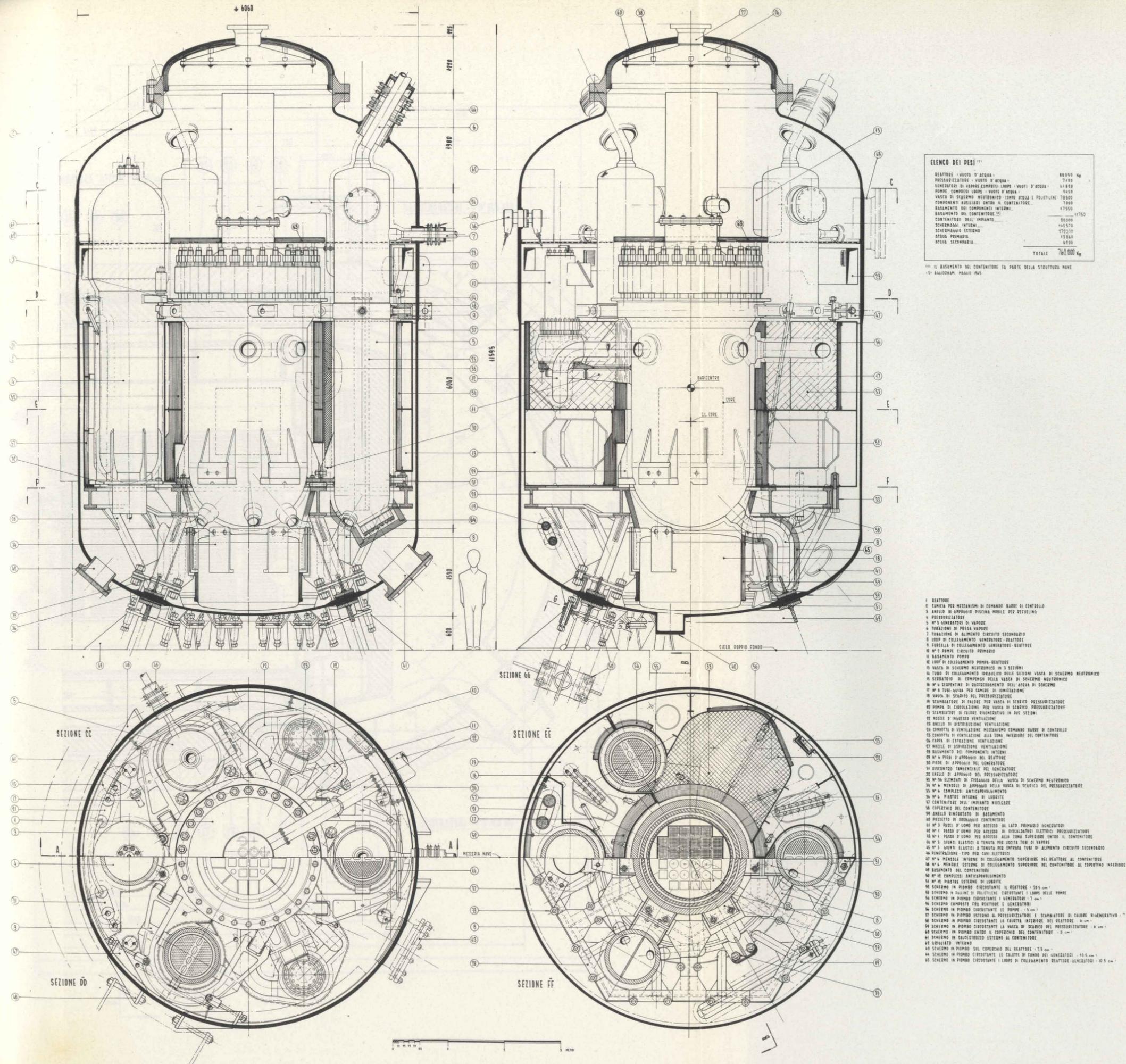
**Problemi riguardanti la sicurezza:** una particolare attenzione deve essere dedicata ad alcuni aspetti potenzialmente negativi della adozione del controllo chimico, concernenti una possibile

TABELLA 3.

ive delle quantità d'acqua da inviare al sistema rifiuti aqua da inserire nel primario per quattro casi di suddivisione controllo dello X<sub>c</sub> tra barre e veleno chimico.

Volume (m <sup>3</sup> ) da inviare al sistema di raccolta rifiuti se le operazioni, assunte per il calcolo, avvengono ad una concentrazione di 210 ppm.	Volume (m <sup>3</sup> ) da inviare al sistema raccolta rifiuti se le operazioni, assunte per il calcolo, avvengono ad una concentrazione di 40 ppm.	Portata di progetto delle pompe di carico 1/s
44,5	69	1,5 (*)
76,5		2,15
99		2,15
67	109	0,78

rebbe essere ridotta combinando in maniera ottima il movimento delle durante la durata del transitorio di reattività per andata a regime.



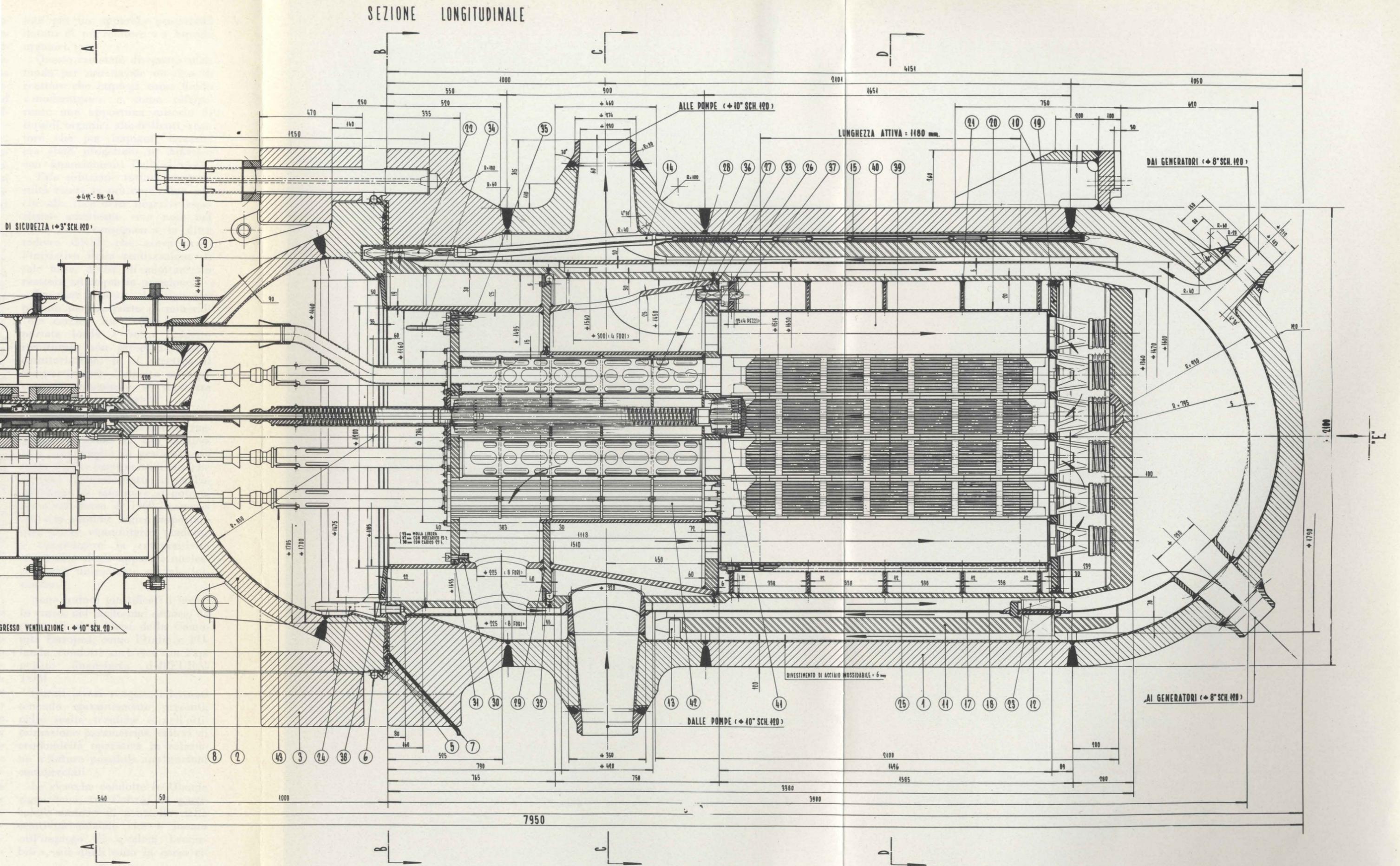


Fig. 6 - Reattore compatto. Contenitore in pressione e nocciolo.

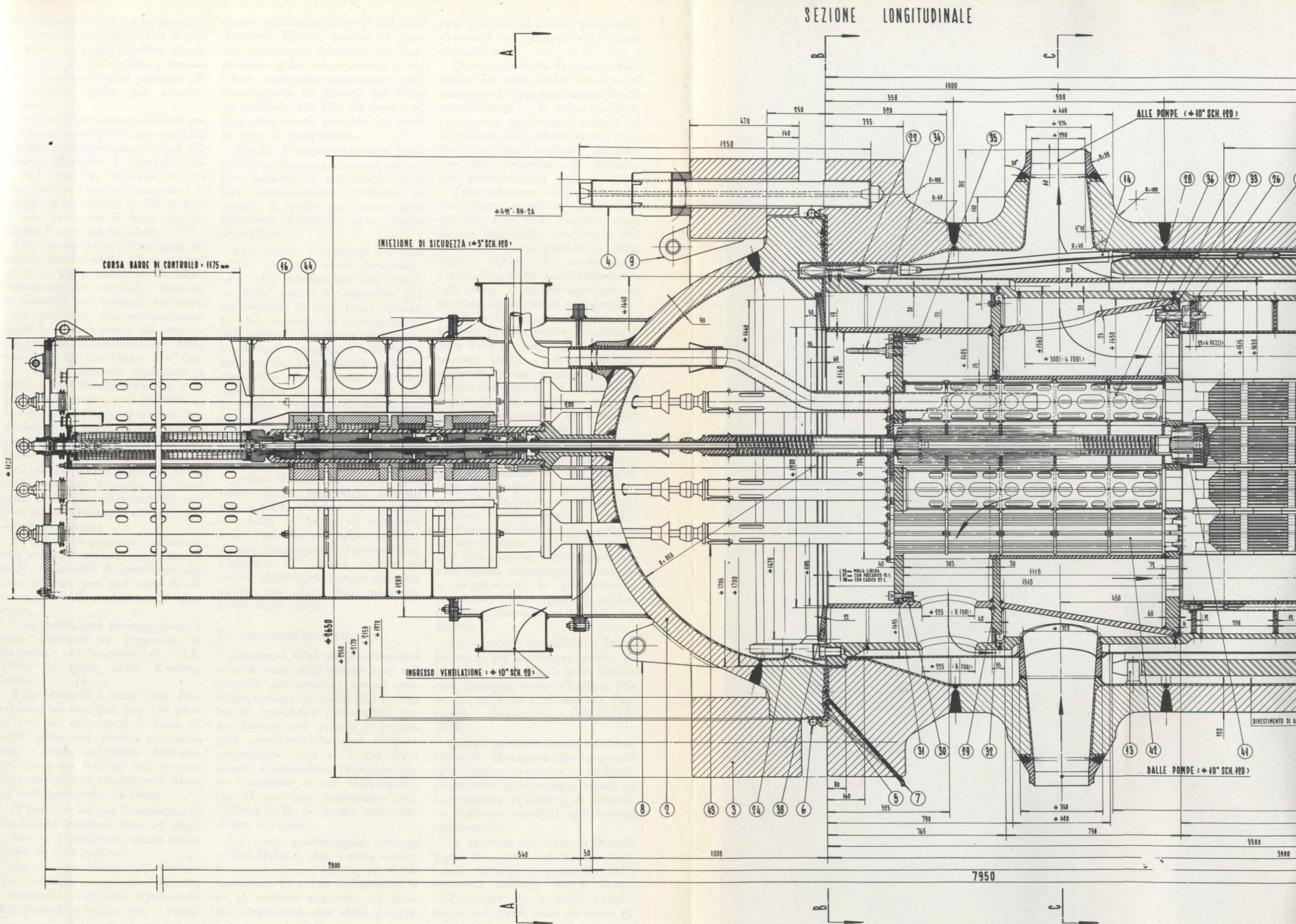


Fig. 6 - Reattore compatto. Contenitore in pressione e nocciolo.

accumulazione di boro in determinati punti del nocciolo. Ciò si può verificare sia come deposito di acido borico, sia in seguito a reazioni di questo con altri prodotti già depositatisi, anche per adsorbimento.

Tali indebite accumulazioni potrebbero essere pericolose qualora venissero improvvisamente ad eliminarsi durante il funzionamento del reattore, avendosi in tal caso un subitaneo aumento di reattività all'istante in cui il fluido che trasporta il boro così liberatosi esce dal nocciolo.

Ciò ha condotto ad accurate ricerche sperimentali, effettuate negli Stati Uniti prima di decidere l'adozione del controllo chimico in reattori per centrali nucleari.

In generale, una accumulazione di boro può essere rilevata attraverso la determinazione della reattività del nocciolo. Per fare ciò occorre tuttavia conoscere a fondo gli effetti di reattività e la interdipendenza con: i prodotti di fissione, potenza, temperatura, posizione delle barre di controllo e quantità di boro presente nel fluido.

Si potrà allora ritenere come indice di un deposito di boro ogni variazione di reattività che non sia attribuibile ad uno dei suindicati fattori.

È quindi importante effettuare una accurata misura sperimentale delle variazioni di reattività dovute ad essi, per una serie di diverse possibili condizioni del nocciolo.

Una dettagliata investigazione è stata condotta in proposito in America, nel reattore di SAXTON, da parte della Westinghouse.

Tale reattore è stato fatto funzionare, ad esempio, per 160 giorni con un contenuto di boro di 1000 ppm nel fluido primario, con e senza incipiente ebollizione (nucleate boiling) nel nocciolo, senza che si riscontrasse alcuna accumulazione di boro.

Il reattore ha poi funzionato in condizioni normali fino ad oggi, e non si è verificato alcun fenomeno di tale genere.

Un altro problema cui deve essere dedicata una particolare considerazione riguarda l'influenza del veleno solubile sul « coeffi-

ciente di temperatura » del moderatore. Infatti, poiché la densità dell'acqua decresce con l'aumentare della temperatura, si verifica contemporaneamente una diminuzione di densità del veleno solubile, ciò che dà luogo ad una componente positiva del coefficiente di temperatura.

Poiché è importante che quest'ultimo mantenga sempre un valore negativo, è necessario calcolare accuratamente l'effetto in parola, il quale può essere praticamente contenuto entro limiti accettabili.

Per contro, i vantaggi del controllo chimico sono numerosi: oltre alla diminuzione del numero delle barre di controllo già menzionata, si deve tener presente che, essendo la distribuzione del « veleno solubile » uniforme, è più facile progettare una distribuzione del combustibile tale da consentire una uniforme distribuzione della potenza. Ad esempio, la densità del materiale fissile può essere ben distribuita, in zone concentriche con l'asse del reattore, riducendo al minimo gli « effetti di picco » radiali.

Inoltre il controllo chimico permette di far funzionare il reattore a piena potenza ed a regime con tutte le barre di controllo nella posizione più opportuna per seguire improvvise variazioni del « carico », ciò che è particolarmente importante per un reattore navale, agli effetti della manovrabilità della nave.

#### LA NAVE NUCLEARE TEDESCA.

Numerosi altri perfezionamenti tecnici sono stati incorporati nei progetti dei reattori navali prototipi sviluppati dalla FIAT. Prima di esaminare brevemente, come faremo più avanti, le principali caratteristiche del reattore « compatto » cui si è già fatto cenno, è opportuno ricordare che in Germania si sta realizzando, con il concorso finanziario dell'EURATOM, la prima nave nucleare europea.

La nave sperimentale tedesca « Otto Hahn », che è stata varata lo scorso anno e sulla quale è attualmente in corso di installazione il reattore nucleare, di disegno americano, era stata progettata

per un apparato propulsivo dotato di un reattore « a liquido organico ».

Questo era stato disegnato adattando per uso navale un tipo di reattore che impiega come fluido « moderatore » e come refrigerante una opportuna miscela di liquidi organici alto-bollenti, reattore che per impianti terrestri era stato progettato in America con finanziamenti della USAEC.

Tale soluzione tuttavia non risultò essere la più opportuna, anche alla luce delle negative esperienze americane rese note nel 1962, e di conseguenza la ditta tedesca GKSS, che aveva preso l'iniziativa della realizzazione di tale nave, decise di adottare un reattore ad acqua in pressione.

La nave tedesca, del tipo impiegato per trasporto di minerali (ore carrier) ha 15.000 tonn. di portata lorda e sotto l'aspetto strutturale non presenta salienti caratteristiche, se si eccettua il compartimento destinato ad ospitare il contenitore di sicurezza dell'apparato nucleare.

I progettisti non si sono posti, tra i principali obiettivi da raggiungere, quello di una particolare economicità di gestione; occorre d'altra parte considerare che i primi risultati pratici circa l'operazione di tale nave si potranno avere verso il 1969-70, cosicché non sarebbe logico impostare uno sforzo comunitario tendente a raggiungere la competitività economica degli apparati nucleari navali unicamente su tale iniziativa.

Sono quindi giustificati i lavori in corso, nel medesimo settore, da parte di altri Paesi della Comunità Europea, come l'Italia e l'Olanda, condotti anch'essi con l'appoggio finanziario dell'EURATOM.

Questi lavori vengono effettuati tenendo costantemente presenti, nelle scelte tecniche e nell'ottimizzazione parametrica, criteri di economicità operativa in relazione a future possibili applicazioni commerciali.

Le ricerche condotte in Olanda riguardano, tra l'altro, un particolare metodo di controllo della reattività iniziale che è basato sull'impiego di « veleni bruciabili », sui quali sono in corso ri-

cerche anche presso la FIAT e la SORIN.

Circa le caratteristiche principali del reattore tedesco si può dire che esse si accentrano nel concetto di « integralizzazione » dell'impianto nucleare, che consente essenzialmente l'installazione dei generatori di vapore all'interno del contenitore in pressione del nocciolo, anziché all'esterno, e la autopressurizzazione del sistema.

Il circuito primario diviene così assai meno ingombrante. Esso è inoltre stato progettato per funzionare ad una pressione di 63 kg/cm<sup>2</sup>, che essendo relativamente bassa consente un alleggerimento di tutto l'impianto.

La soluzione « integralizzata » ha quindi permesso di ridurre sostanzialmente il peso e l'ingombro dell'apparato nucleare navale.

#### IL REATTORE NAVALE « COMPATTO » SVILUPPATO IN ITALIA.

Gli stessi scopi fondamentali sono stati perseguiti nella progettazione del reattore navale italiano sviluppato con il concorso finanziario dell'EURATOM, però attraverso una concezione tecnica sostanzialmente diversa.

Si è dato infatti un particolare peso alle caratteristiche economiche, nonché alle prestazioni eccezionalmente elevate che, in relazione alla sicurezza di funzionamento, sono richieste dall'impiego in mare.

Sono ben note le severe condizioni operative cui devono sottostare i normali apparati propulsivi navali; ma per quanto concerne gli impianti nucleari, il poter sicuramente contare su un costante buon funzionamento dei numerosi e complessi componenti costituisce una condizione essenziale, sia per la sicurezza della navigazione e dei porti, sia in relazione agli aspetti economici.

Ciò vale anche per i componenti di tipo normale, assai numerosi specie nei circuiti ausiliari del reattore, ed a maggior ragione per quelli del circuito primario, che devono fornire prestazioni particolarmente spinte e sono più direttamente soggetti all'influenza delle radiazioni.

In relazione a ciò si è studiata una impostazione generale del

reattore che contemperasse le esigenze di compattezza e leggerezza con la adozione di componenti del « generatore nucleare di vapore » che — essendo di tipo già lungamente sperimentato in navigazione — possono dare affidamenti particolarmente elevati di buon funzionamento in mare.

Nel progetto italiano FIAT-Ansaldo si è scartata quindi la soluzione « integralizzata » che comporta tra l'altro l'impiego di generatori di vapore notevolmente complessi e che non sono mai stati provati fino ad oggi; e si sono studiati opportuni accorgimenti tecnici per ridurre il peso dell'impianto e per avvicinare al massimo i generatori di vapore al contenitore in pressione del nocciolo. Un analogo criterio è stato seguito per gli altri componenti del circuito primario, quali le pompe e il pressurizzatore.

È stata così ottenuta una forte riduzione di ingombro e di peso senza tuttavia aumentare le dimensioni del contenitore in pressione che racchiude il nocciolo.

Si è evitata infatti, contrariamente a quanto avviene nei reattori « integralizzati », la installazione all'interno del contenitore in pressione di componenti che normalmente sono esterni ad esso. La « compattazione » è stata ottenuta, tra l'altro, eliminando per la massima parte tubazioni del circuito primario che nei reattori ad acqua in pressione fin qui realizzati collegano i vari componenti del circuito stesso.

Ciò è stato ottenuto ricorrendo a speciali tipi di collegamenti che sono tuttora in via di perfezionamento e che assicurano la necessaria « elasticità » del circuito rispetto alle dilatazioni termiche.

Ne è risultato un reattore — ved. Fig. 5 — che, come già si è detto, è stato denominato « compatto » ed ha destato interesse anche in ambienti marittimi esteri, il quale presenta qualità di leggerezza e dimensionali paragonabili ai tipi più avanzati di reattori ad acqua attualmente in fase di progetto, mentre possiede inoltre doti di « affidabilità » che con ogni probabilità possono ritenersi migliori di quelle dei reattori « integralizzati ».

Inoltre esso offre sostanziali

vantaggi anche quando si dovessero raggiungere potenze più elevate (si è già parlato, ad esempio, di petroliere da 200 000 tonnellate che verrebbero dotate di apparati motori da 35 ÷ 40 000 CVa). Per potenze di quest'ordine o superiori, il reattore compatto presenta interessanti possibilità, mentre in tali casi reattori di tipi concorrenti andrebbero incontro alla severa limitazione di dover essere realizzati in due o più unità, con sensibile aggravio di costo.

Per il reattore compatto preso in esame (82 MW corrispondenti a 27.000 CVa) è possibile, modificando unicamente il nocciolo e adottando un maggior numero di pompe e generatori di vapore identici a quelli del reattore da 82 MW, realizzare impianti di maggiore potenza: ad es. uno da 40 000 CVa con 4 generatori di vapore e 3 pompe. L'aumento di peso può essere contenuto intorno al 13%, e l'aumento di costo intorno al 10 ÷ 12%.

#### FASI DI ATTUAZIONE DEL PROGETTO ITALIANO.

Il 15 dicembre 1961 venne firmato a Bruxelles un contratto di associazione tra l'EURATOM, la FIAT e l'ANSALDO, con la partecipazione del CNEN, per lo sviluppo di un progetto ottimizzato di nave con apparato di propulsione nucleare.

Come nave di riferimento venne mantenuta la petroliera da 53 000 tonn. di portata lorda, sulla quale erano stati già eseguiti dalla FIAT e dall'ANSALDO studi preliminari fino dalla seconda metà del 1957.

Prima di scegliere il reattore da sviluppare venne effettuato un approfondito studio comparativo tra vari tipi ad acqua in pressione e ad acqua bollente, studio che, conclusosi nel 1963, condusse a concentrare il lavoro di sviluppo su un reattore ad acqua in pressione a circolazione forzata.

Successivamente apparve opportuno considerare un'ulteriore fase intermedia allo scopo di raccogliere in un progetto, detto « Progetto intermedio » i dati necessari per valutare l'interesse delle soluzioni tecniche adottate e le prospettive future. Parallelamente ad un affinamento del pro-

getto navale della petroliera citata è stato quindi approfondito lo studio dell'impianto nucleare giungendo così al progetto del reattore « compatto » già menzionato, che è stato brevettato dalla FIAT.

Questo reattore possiede caratteristiche di flessibilità e adattabilità tali da renderlo ugualmente interessante anche per potenze e tipi di navi differenti da quella attualmente in corso di studio.

La potenza di 82 MW è tale da assicurare alla nave una buona velocità media di esercizio: 18 nodi.

Gli armatori ritengono attualmente che questa sia una velocità ottima per una petroliera come quella considerata nel progetto. Non è da escludersi però che in avvenire, sia perché si cambi il tipo di nave, sia per eventuali modifiche operative, vengano richieste velocità anche notevolmente superiori. In tal caso occorreranno potenze decisamente maggiori ed il reattore « compatto » offrirà probabilmente, come già si è accennato, ulteriori vantaggi rispetto ai reattori di tipo « integralizzato ».

Una ottimizzazione tecnico-economica avente come obiettivo densità di potenze e « burn-up » elevati, insieme con bassi costi di realizzazione e di esercizio, ha portato a definire un reattore caratterizzato dai seguenti criteri di progetto nucleari e termoidraulici:

a) suddivisione radiale del nocciolo in due zone ad arricchimento diverso;

b) riciclo del combustibile a metà vita;

c) percorso del refrigerante primario del nocciolo con doppio passaggio;

d) controllo chimico, cioè, come si è detto, regolazione della reattività a lungo termine per mezzo di veleno neutronico (acido borico) sciolto nell'acqua primaria per compensare la formazione di veleni e l'impoverimento del combustibile;

e) barre di regolazione a grappolo (rod cluster control) senza prolungamenti (followers).

Il contenitore in pressione del nocciolo — ved. Fig. 6 — ha di-

mensioni assai piccole (diametro int. = 1860 mm, altezza tot. = 5150 mm).

I componenti principali del circuito primario (tre generatori di vapore e due pompe di circolazione) sono praticamente molto simili a quelli già impiegati con successo in numerosi impianti nucleari.

I generatori di vapore sono situati entro lo « schermo neutronico ». Essi sono collegati con il contenitore in pressione da brevi tronchi di tubazioni di tipo speciale e vengono guidati a livello della flangia del contenitore da forcelle mobili. Possono quindi seguire i movimenti originati dalle dilatazioni termiche senza che si generino sollecitazioni pericolose.

Il collegamento idraulico tra i generatori di vapore e le pompe ha luogo all'interno del contenitore in pressione.

I dati principali del circuito primario sono i seguenti:

— pressione del fluido primario: 127 ata;

— temperatura del fluido primario: 326 °C;

— temperatura media del fluido primario: 290,7 °C;

— quantità di vapore saturo prodotto:  $164 \times 10^3$  kg/h;

— pressione del vapore: 46 ata.

Il contenitore di sicurezza racchiude l'impianto primario del reattore ed inoltre contiene componenti dei sistemi ausiliari ad alta pressione e temperatura. Il contenitore è in grado di resistere alla pressione che verrebbe generata da una eventuale rottura del circuito primario.

Esso è a forma cilindrica, con un diametro di 6 m e un'altezza totale di 10,74 m.

Questo reattore presenta caratteristiche interessanti in confronto con gli altri reattori attualmente in via di sviluppo all'estero.

Esso è suscettibile di ulteriori perfezionamenti e si confida che potrà apportare un contributo all'affermazione della propulsione navale nucleare per impieghi civili.

La Comunità Europea per l'Energia Atomica ha recentemente deciso di dare ampia diffusione

al « Rapporto sul Progetto Intermedio » (che descrive la nave ed il reattore compatto allo stadio attuale di avanzamento) pubblicandone un migliaio di esemplari.

L'EURATOM ha così confermato non solo l'apprezzamento per il lavoro svolto in Italia, ma anche la volontà di concorrere in modo concreto agli ulteriori sforzi europei in questo settore, al quale si stanno dedicando anche fuori dalla Comunità cospicui lavori di ricerca e di sviluppo progettuale.

In particolare negli Stati Uniti si sta compiendo un intenso sforzo per migliorare radicalmente le posizioni commerciali della flotta mercantile americana rispetto a quelle delle Nazioni europee, attraverso lo studio delle possibilità di impiego pratico di navi nucleari.

Da parte dell'Atomic Industrial Forum è stato indetto un convegno a Washington (marzo '65) sulla propulsione nucleare per navi mercantili. In tale occasione sia i rappresentanti del governo che quelli delle industrie americane sottolinearono i vantaggi che si attendono, per la loro flotta mercantile, dalla realizzazione di navi nucleari che raggiungano elevate velocità. Questa possibilità potrà essere vantaggiosa, anche per il trasporto rapido di carichi speciali, se accoppiata con una particolare organizzazione di imballaggio e trasporto delle merci, che è attualmente in corso di studio (« containerization »). Si prevede di impiegare contenitori standard che consentano un più rapido carico e scarico ed una migliore utilizzazione dello spazio a bordo.

L'adozione di un simile metodo consentirà di ridurre al minimo le soste nei porti, dato che le navi nucleari non richiedono rifornimento di combustibile se non a lunghissimi intervalli (2 ÷ 4 anni) e in unione con elevate velocità in navigazione permetterà di raggiungere fattori di utilizzazione delle navi assai superiori a quelli attuali.

Anche in questo campo si possono attendere quindi sostanziali progressi dal punto di vista economico operativo.

Giulio Cesoni

# Sull'applicazione di fluidi non convenzionali nei generatori di potenza

CORRADO CASCI, GIANFRANCO ANGELINO e ALDO RANALLETTI presentano le principali caratteristiche termodinamiche di alcuni metalli alcalini e del Mercurio in relazione al loro possibile impiego come fluidi di lavoro in cicli di Rankine semplici ed in cicli binari metallo-acqua. A questo scopo si è istituito un primo confronto di carattere termodinamico tra diversi cicli semplici a vapore metallico ed un secondo confronto tra diversi cicli binari metallo-acqua. Da tali confronti sono derivate considerazioni che illustrano non solo la possibilità, ma anche la convenienza di impiegare i metalli alcalini come fluidi di lavoro a più alta temperatura nei cicli binari di elevato rendimento. Un ulteriore confronto pone in luce quantitativamente la diversità di ingombro tra le turbomacchine che utilizzano l'espansione dei diversi vapori metallici.

## Introduzione.

In tutti i paesi industrializzati una frazione crescente del fabbisogno di energia elettrica viene oggi prodotta per via termica.

Il ciclo Rankine a vapor d'acqua ha trovato un impiego generalizzato per gli elevati rendimenti che con esso si possono conseguire. Per migliorare l'economicità degli impianti, le condizioni di lavoro dei generatori di vapore e dei motori primi si sono fatte, col passare degli anni, sempre più severe.

In particolare la pressione di ammissione in turbina ha raggiunto valori elevatissimi, superando quella critica dell'acqua (225 ata). L'aumento della pressione di ingresso in turbina è sempre accompagnato da una crescente complessità d'impianto, in quanto soltanto un elevato numero di rigeneratori e surriscaldatori consente di trarre effettivamente beneficio dalle migliorate caratteristiche termodinamiche del ciclo.

Pur accettando come necessariamente connessa con gli elevati rendimenti una notevole complessità delle installazioni, vien fatto di domandarsi se non esistono alternative alla direzione di sviluppo assunta oggi dalle tecniche per la produzione di energia. In particolare il ciclo binario, scartato nel passato proprio a causa degli oneri di impianto che comporta,

potrebbe oggi trovare un impiego economicamente valido.

Il motivo di base che giustifica l'interesse nei cicli binari risiede, come è noto, nel fatto che il vapor d'acqua è inadatto a dare origine a cicli di elevato rendimento, rispetto al corrispondente ciclo di Carnot, per temperature massime del ciclo superiori ai  $300 \div 350$  °C, e ciò a causa della configurazione assunta dalla curva limite nelle vicinanze del punto critico ( $t_{cr}=374$  °C) [1].

Dei vari fluidi proposti a più riprese per il ciclo a temperatura più elevata dello schema binario, il mercurio sembra possedere molte delle caratteristiche termodinamiche e tecniche necessarie al suo impiego pratico.

Corrosività alle alte temperature, alto costo, lavoro massiccio eccessivamente ridotto, sono invece alcune delle sue proprietà non desiderabili.

Prendendo spunto dagli studi attualmente in corso sulla produzione di energia elettrica per uso spaziale, si è cercato, in questo lavoro a carattere introduttivo, di inquadrare da un punto di vista termodinamico l'impiego del mercurio e dei metalli alcalini nei cicli binari. Va osservato che alcuni di questi ultimi presentano caratteristiche di corrosione alle temperature elevate e di costo di base, che li rendono da questo punto di vista decisamente prefe-

ribili al mercurio. Illustriamo con un esempio quanto sopra affermato. Secondo esperienze condotte dalla NDA (United Nuclear Corporation Development Division), campioni di acciaio inossidabile esposti all'azione corrosiva del potassio liquido alla temperatura di 860 °C rivelano, dopo 5000 ore, una perdita di peso corrispondente all'asportazione, per corrosione, di uno strato di spessore di circa  $2 \cdot 10^{-3}$  mm [2]. Esperienze analoghe, condotte dalla NASA con mercurio in ebollizione a 590 °C circa [3], hanno fatto registrare una corrosione di  $64 \cdot 10^{-3}$  mm nei confronti di acciai martensitici al cromo, decisamente più resistenti di quelli autentici o semi-autentici.

Altri risultati, con indicazioni solo qualitative dello stesso tenore, sono state riferite da altri Enti e da altri autori [4]. Inoltre, come apparirà meglio in seguito, la curva limite di questi metalli è tale che essi si prestano ad essere impiegati per cicli sovrapposti a cicli a vapor d'acqua di impianti già esistenti di medie caratteristiche, con un notevole aumento del rendimento globale della installazione. Infine il condensatore di un opportuno ciclo a vapore di metallo alcalino potrebbe fungere da generatore di vapor d'acqua di elevate caratteristiche di pressione e temperatura, da impiegarsi per usi tecnologici.

## Termodinamica dei cicli a vapore metallico.

Il rendimento di un ciclo Rankine dipende largamente dalla forma della curva di Andrews (curva limite) nel piano entropia-temperatura per il particolare fluido di lavoro. Considerando cicli non rigenerativi con espansione del vapore a partire da condizioni di saturazione, lo scostamento dalla verticale, in tale piano, dei rami di sinistra e di destra della curva limite è responsabile rispettivamente della perdita di rendimento del ciclo Rankine ideale rispetto al ciclo di Carnot e del parziale cambiamento di fase del fluido in espansione.

Quest'ultimo fenomeno comporta una ulteriore riduzione del rendimento del ciclo reale a causa delle difficoltà tecniche che si incontrano nell'elaborare in maniera efficiente un flusso bifase. Un

TABELLA I.  
PRINCIPALI CARATTERISTICHE FISICHE DI Na, K, Rb, Cs, Hg e H<sub>2</sub>O

	Peso molecolare	Calore molare di vap. a 1 atm. kcal/(kmole)	Cal. spec. mol. del liquido a 1 atm kcal/(kmole °K)	Tensione di vapore a 400°C kg/cm <sup>2</sup>	Tensione di vapore a 800°C kg/cm <sup>2</sup>
Sodio . . . . .	22,99	21.220	7,07	0,00049	0,45
Potassio . . . . .	39,10	18.480	7,34	0,0057	1,43
Rubidio . . . . .	85,48	16.570	7,50	0,0175	2,76
Cesio . . . . .	132,91	15.650	7,60	0,0245	2,76
Mercurio . . . . .	200,61	14.020	6,51	2,1	100
Acqua . . . . .	18,0	9.700	18	—	—

fluido di lavoro ideale dovrebbe presentare perciò una curva limite a rami verticali. Ciò accadrebbe qualora:

- il calore specifico del liquido (o meglio, l'entalpia del liquido) fosse trascurabile rispetto al calore di vaporizzazione;
- l'aumento di entropia del vapor saturo corrispondente ad

un certo aumento di temperatura fosse esattamente compensato dalla diminuzione di entropia dovuta al concomitante aumento di pressione.

La prima di queste condizioni è soddisfatta, con buona approssimazione, da tutti i metalli che qui ci proponiamo trattare, e cioè: mercurio, sodio, potassio, rubidio

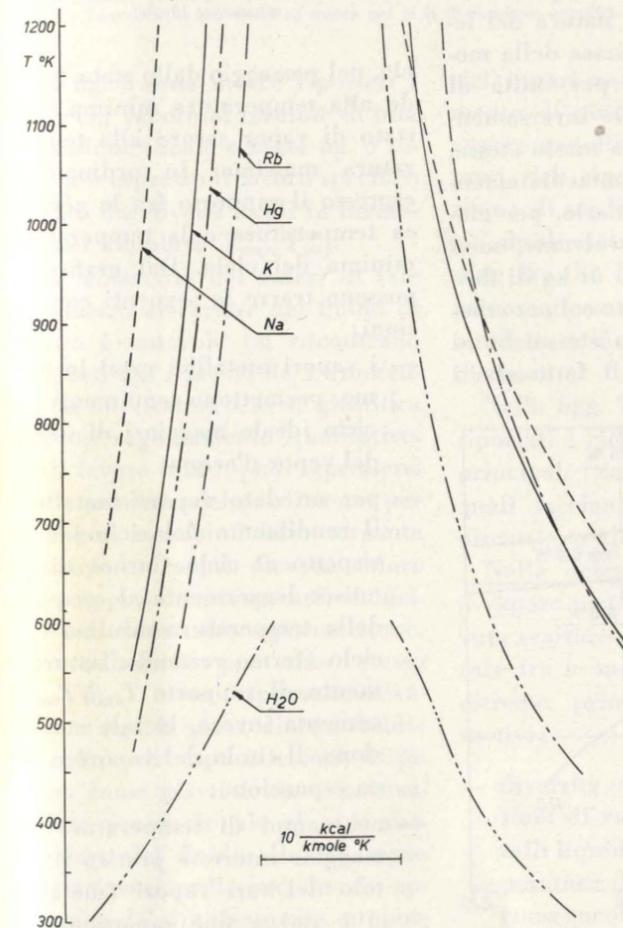


Fig. 1 - Curve di Andrews nel piano Temperatura-Entropia molare per diversi fluidi.

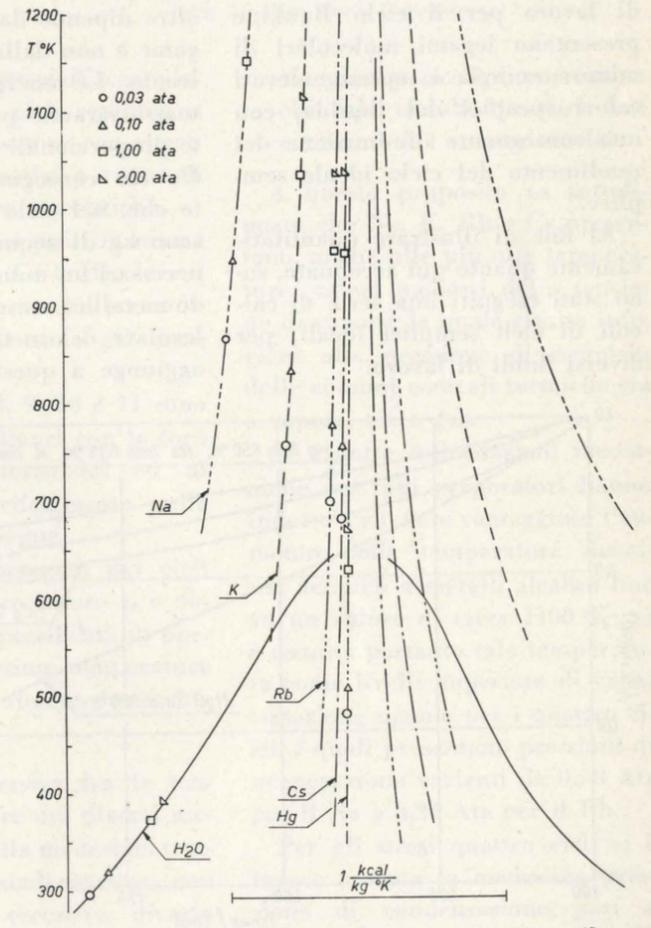


Fig. 2 - Curve di Andrews nel piano Temperatura-Entropia specifica per diversi fluidi.

e cesio, di cui riportiamo alla Tab. 1 alcune delle principali caratteristiche. Sotto questo riguardo tali fluidi sono preferibili al vapore d'acqua, che presenta un più elevato calore specifico del liquido. Questo si spiega con la grande energia connessa col legame metallico fra le molecole del liquido, energia anche maggiore di quella connessa col legame forte-

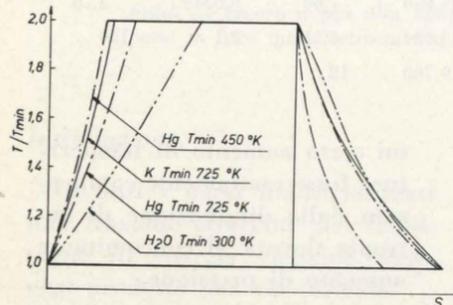


Fig. 3 - Cicli di Rankine in forma adimensionale per diversi fluidi.

mente popolare delle molecole di acqua. Si può qui osservare per inciso che la maggioranza dei fluidi organici proposti quali fluidi di lavoro per il ciclo Rankine presentano legami molecolari di minore energia e, spesso, elevati calori specifici del liquido, con una conseguente diminuzione del rendimento del ciclo ideale semplice.

Al fine di illustrare quantitativamente quanto qui accennato, sono stati eseguiti una serie di calcoli di cicli semplici ideali, per diversi fluidi di lavoro.

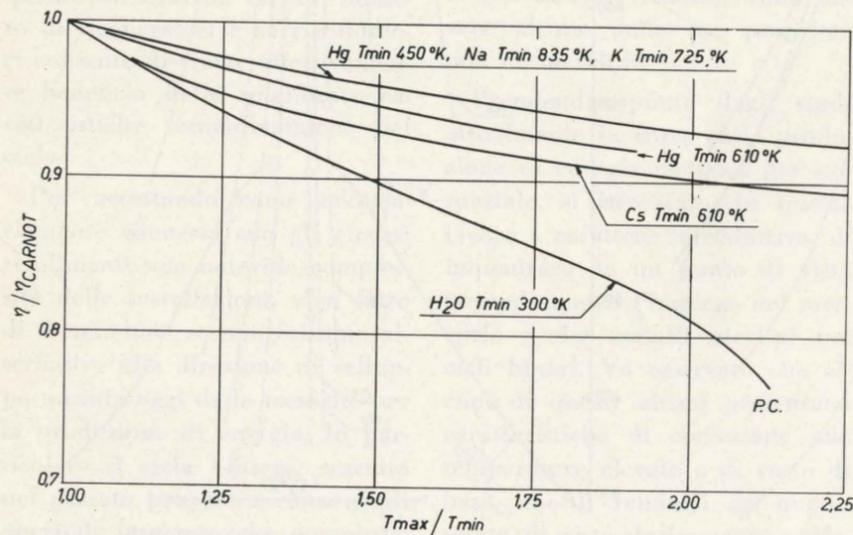


Fig. 4 - Rendimento del ciclo di Rankine semplice rispetto al rendimento del ciclo di Carnot.

Le espressioni delle proprietà termodinamiche di cui si è fatto uso e le indicazioni sulle fonti da cui furono attinte, sono riportate in appendice. I risultati dei calcoli sono illustrati nelle figg. 1, 2, 3, 4, 5, 6.

Nella fig. 1 sono state tracciate diverse curve limiti nel piano Temperatura-Entropia molare.

In fig. 2 un analogo diagramma è stato tracciato sostituendo alle entropie molari le entropie specifiche, come si è soliti fare nei diagrammi per uso tecnico. I valori della tensione di vapore riportati in vari punti permettono di delimitare qualitativamente i possibili campi di impiego dei vari fluidi.

Appare evidente l'andamento decrescente dei calori di vaporizzazione in funzione del peso molecolare del fluido considerato. Ciò si spiega, in maniera qualitativa, col fatto che l'energia che lega una molecola del liquido alle altre dipende dalla natura del legame e non dalla massa della molecola. Le energie per unità di massa saranno perciò inversamente proporzionali alla massa stessa. Da ciò consegue immediatamente che, nel ciclo binario, per ciascun kg di acqua evolvante, sono necessari un numero di kg di fluido metallico crescente col peso molecolare del metallo stesso. Se si aggiunge a questo il fatto che i

fluidi a peso molecolare maggiore (Hg, Cs, Rb) sono anche i più costosi si comprende l'interesse pratico di utilizzare metalli leggeri come il sodio od il potassio.

In fig. 3 sono stati riportati, in forma adimensionale, alcuni cicli a fluido di lavoro diversi. In ascisse sono espresse le entropie rapportate all'incremento di entropia che si verifica, in ciascun ci-

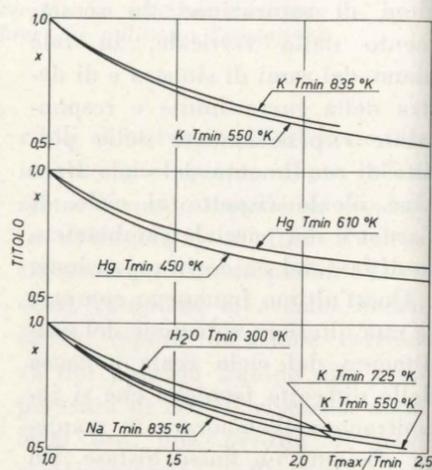


Fig. 5 - Titolo del vapore al termine di una espansione ideale.

clo, nel passaggio dallo stato liquido alla temperatura minima, allo stato di vapore saturo alla temperatura massima. In ordinate è espresso il rapporto fra la generica temperatura e la temperatura minima del ciclo. Dal grafico si possono trarre le seguenti conclusioni:

- i vapori metallici presi in esame, permettono rendimenti del ciclo ideale maggiori di quelli del vapore d'acqua;
- per un dato vapore metallico il rendimento del ciclo ideale rispetto al ciclo Carnot diminuisce leggermente al crescere della temperatura minima del ciclo (fermo restando, naturalmente, il rapporto  $T_{max}/T_{min}$ ), aumenta invece, in tale condizione, il titolo del vapore a fine espansione;
- nei campi di temperature di maggior interesse pratico il titolo dei vari vapori (metallici e no) a fine espansione è sensibilmente uguale.

Per una valutazione quantitativa delle osservazioni precedenti, in fig. 4 si è riportato il rapporto  $\eta/\eta_{carnot}$  in funzione del rapporto  $T_{max}/T_{min}$  per alcuni cicli. Dall'esame dei diagrammi si può aggiungere a quanto già detto che, fra i vapori metallici, il cesio è quello che dà origini a cicli di minor rendimento.

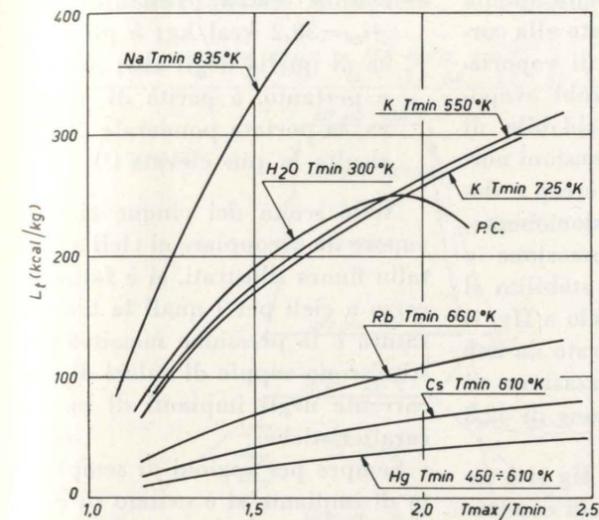


Fig. 6 - Lavoro utile per unità di massa nei cicli di Rankine semplici.

In fig. 5 sono invece riportati i titoli del vapore al termine di una espansione ideale e nella fig. 6 infine si è espresso il lavoro specifico fornito dai diversi fluidi in funzione del rapporto  $T_{max}/T_{min}$ .

La differenza dei valori di tale parametro al variare del fluido di lavoro è notevole (si riscontrano rapporti fra i lavori da 1 (mercurio) a 13 (sodio). Ciò si giustifica con un ragionamento qualitativo.

Il lavoro utile può esprimersi come prodotto del rendimento per il calore assorbito dalla sorgente a temperatura più elevata, calore che, approssimativamente, coincide col calore di vaporizzazione. I rendimenti, per uno stesso  $T_{max}/T_{min}$  sono approssimativamente uguali per i diversi fluidi; il calore di vaporizzazione è invece, come già si è visto, inversamente proporzionale al peso molecolare del fluido. Da ciò segue che i lavori utili sono, in via approssimata, inversamente proporzionali ai pesi molecolari.

#### Caratteristiche dei cicli binari.

Allo scopo di poter discutere e valutare caratteristiche pratiche ed economiche degli impianti si è ritenuto opportuno fissare l'attenzione su alcuni cicli binari metallo-acqua realizzabili con impianti di costo confrontabile.

Vengono quindi discussi cinque

densatore-scambiatore, macchine e relativi ausiliari;

- differenza di ordine di grandezza fra le pressioni di vaporizzazione del Mercurio e dei metalli alcalini ad una stessa temperatura, il che implicherebbe una netta superiorità di costo per la caldaia a Mercurio, e ciò anche a causa dei

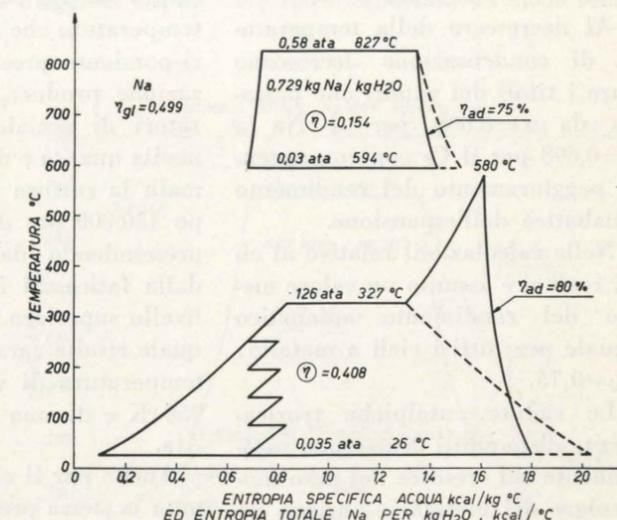


Fig. 7 - Ciclo binario Sodio-acqua.

cicli binari costituiti dall'accoppiamento di cinque cicli semplici a vapore metallico saturo con altrettanti cicli rigenerativi a vapore di acqua di medie caratteristiche.

I fluidi metallici presi in esame sono Na, K, Rb, Cs e Hg, le cui principali caratteristiche termodinamiche e fisiche sono già state discusse.

Nelle figg. 7, 8, 9, 10 e 11 sono riportati i cicli binari con le loro principali caratteristiche ed ai quali facciamo riferimento nella discussione che segue.

Nella determinazione dei cicli a vapore metallico saturo si è dovuta scartare la possibilità di operare fra le medesime temperature estreme, principalmente per due motivi:

- diversità eccessiva fra le tensioni di vapore dei diversi metalli liquidi alla medesima temperatura di condensazione, con conseguente eccessivo divario tra gli oneri connessi al con-

maggiori pericoli di corrosione che tale metallo presenta nei confronti dei comuni acciai.

A questo proposito va sottolineato che Na, K, Rb e Cs presentano, anche alle più alte temperature, valori modesti della tensione di vapore, la quale risulta inferiore alla pressione di esercizio delle comuni centrali termiche sia a vapore, sia a gas.

Le ridotte sollecitazioni meccaniche nei tubi evaporatori hanno indotto a ritenere vantaggioso l'aumento della temperatura massima dei cicli a metalli alcalini fino ad un valore di circa 1100 °K; si è assunta pertanto tale temperatura come livello superiore di vaporizzazione uguale per i quattro cicli, i quali presentano pressioni di evaporazione varianti da 0,58 Ata per il Na a 3,24 Ata per il Rb.

Per gli stessi quattro cicli si è invece assunta la medesima pressione di condensazione pari a 0,035 Ata per uniformare il più

possibile gli oneri relativi al condensatore-scambiatore. Le temperature di condensazione corrispondenti a tale pressione risultano, per i metalli alcalini, decrescenti al crescere del peso molecolare e si riducono da 867 °K per il Na a 682 °K per il Cs con conseguente notevole aumento del rendimento limite che passa da  $\eta_1=0,206$  per il Na a  $\eta_1=0,350$  per il Cs.

Al decrescere della temperatura di condensazione decrescono pure i titoli dei vapori che passano da  $x=0,803$  per il Na a  $x=0,698$  per il Cs con conseguente peggioramento del rendimento adiabatico dell'espansione.

Nelle calcolazioni relative ai cicli reali si è assunto un valore medio del rendimento adiabatico uguale per tutti i cicli a metallo:  $\eta_{ad}=0,75$ .

Le cadute entalpiche teoricamente disponibili decrescono rapidamente col crescere del peso molecolare del metallo e variano da  $\Delta i_{ad}=206$  kcal/kg per il Na a  $\Delta i_{ad}=47,7$  kcal/kg per il Cs.

Questo ridursi del lavoro massimo al crescere del peso molecolare implica, a parità di potenza utile, un corrispondente aumento della portata ponderale di fluido con conseguente aumento dei costi dell'impianto.

Il costo dei metalli alcalini pesanti, come il Rb ed il Cs, è oggi

ancora molto elevato, ed è questa una delle ragioni fondamentali che inducono a limitare l'impiego di questi metalli come fluidi di lavoro; solo negli impianti termici di potenzialità molto modesta, quali quelli per uso spaziale, essi hanno già trovato pratica applicazione.

Per quanto riguarda la temperatura massima del ciclo a vapore saturo di Hg si è scelta quella temperatura che associata alla corrispondente pressione di vaporizzazione produce, nei tubi evaporatori di acciaio inossidabile di media qualità e di dimensioni normali, la rottura per « creep » dopo 150.000 ore di funzionamento, prescindendo dalla corrosione e dalla fatica. Si è così stabilito il livello superiore del ciclo a Hg, il quale risulta caratterizzato da una temperatura di vaporizzazione di 950 °K e da una pressione di 42,8 Ata.

Anche per il ciclo a Hg si è tenuta la stessa pressione di condensazione di 0,035 Ata, alla quale corrisponde la temperatura di 481 °K che è di 200° inferiore alla corrispondente temperatura del Cs e di 385° inferiore alla corrispondente temperatura del Na.

Le caratteristiche fondamentali del ciclo a vapore saturo così determinato sono le seguenti:

— rendimento limite del ciclo  $\eta_1=0,456$ ; è più alto di oltre

dieci punti rispetto al migliore rendimento limite dei cicli a metalli alcalini considerati;

— titolo teorico di fine espansione:  $x=0,646$ ; è inferiore a quello degli altri cicli; inferiore risulterà quindi anche il rendimento adiabatico dell'espansione;

— caduta entalpica teorica:  $\Delta i_{ad}=38,2$  kcal/kg; è più bassa di quella degli altri metalli e pertanto, a parità di potenza, la portata ponderale di Hg risulta la più elevata (1).

Nella scelta dei cinque cicli a vapore da accoppiare ai cicli a metallo finora illustrati, si è fatto ricorso a cicli per i quali la temperatura e la pressione massima costituiscono coppie di valori di uso corrente negli impianti di medie caratteristiche.

Sempre per ragioni di semplicità di impianto si è evitato di prevedere un surriscaldamento del vapore che non potesse essere effettuato ad opera del calore di condensazione del ciclo a metallo, si è cioè evitato di portare il va-

(1) Una centrale da 200 MW che funzionasse col solo ciclo a Mercurio sopra indicato, elaborerebbe una portata oraria di circa 6200 ton/h, pari all'intera produzione mondiale annua del costoso metallo.

por d'acqua a temperature superiori a quelle di condensazione dei metalli.

Nel caso del ciclo a vapore relativo al ciclo binario acqua-Mercurio si è invece preferito operare un surriscaldamento a temperatura più alta di quella di condensazione del Hg a causa della modesta entità di quest'ultima.

Si è inoltre assunta la medesi-

valori estremi di 0,729 kg/kg relativo al Na e di 9,67 kg/kg relativo al Hg.

Anche questa conclusione depone a sfavore dei metalli più pesanti che pure realizzano i rendimenti migliori come Rb, Cs e Hg, i quali oltre ad avere un costo specifico più elevato, debbono essere presenti nel ciclo binario in quantità enormemente maggiori rispet-

calcolazioni condotte con gli stessi criteri è risultato che un ciclo binario Potassio-acqua operante tra le medesime temperature estreme, cioè massima del metallo e minima dell'acqua, realizzerebbe lo stesso rendimento globale massimo dei cicli binari a Rubidio ed a Cesio ( $\eta_{lg}=0,532$ ) qualora la pressione di condensazione del Potassio fosse abbassata da 0,035 Ata a

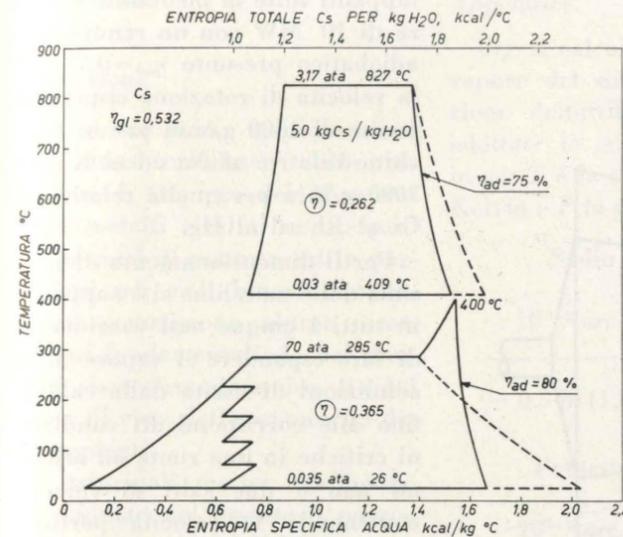


Fig. 10 - Ciclo binario Cesio-acqua.

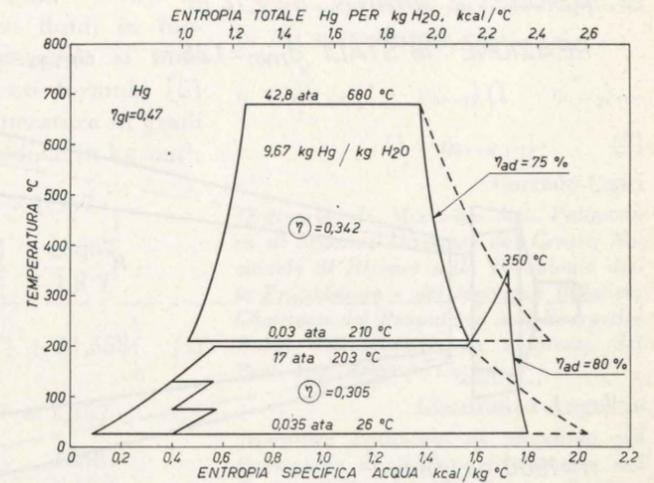


Fig. 11 - Ciclo binario Mercurio-acqua.

ma pressione di condensazione per tutti i cicli a vapore d'acqua e la si è fissata pari a 0,03 Ata.

Nei cicli a vapore così determinati sono state previste quattro rigenerazioni, eccezion fatta per quello relativo al Hg nel quale si sono previste solo due rigenerazioni.

I rendimenti di tali cicli sono risultati compresi tra i due valori estremi  $\eta_r=0,408$ , relativo al ciclo abbinato al Na ed  $\eta_r=0,305$  relativo al ciclo abbinato al Hg. Nelle calcolazioni di tali rendimenti si è tenuto conto di un rendimento adiabatico  $\eta_{ad}=0,80$  eguale per tutti i cicli; si sono invece supposte nulle tutte le perdite di calore e le perdite di carico lungo l'intero impianto, ed i lavori assorbiti dalle pompe sono pure stati trascurati per semplicità di calcolo.

I rapporti tra le portate ponderali di metallo e quelle d'acqua sono risultati compresi tra i due

to a Na e K; ciò per due ragioni concomitanti ma indipendenti tra loro: modesto lavoro massico ed elevato rapporto ponderale con l'acqua.

Si sono infine calcolati i rendimenti globali dei cinque cicli binari finora descritti nei loro cicli componenti e si sono ottenuti i seguenti valori:

$\eta_{gl}=0,499$  per Sodio-acqua;

$\eta_{gl}=0,532$  per Rubidio-acqua;

$\eta_{gl}=0,470$  per Mercurio-acqua;

$\eta_{gl}=0,518$  per Potassio-acqua;

$\eta_{gl}=0,532$  per Cesio-acqua.

Si vede pertanto che il massimo rendimento viene realizzato con cicli binari a Cesio e a Rubidio.

Nelle ipotesi fatte per il confronto, il rendimento del ciclo binario a Hg è risultato inferiore al valore massimo di circa cinque punti.

È interessante notare che da

0,005 Ata. Se si pensa che questi impianti devono necessariamente funzionare sigillati a causa della violenta reattività che Na e specialmente K presentano nei confronti dell'acqua, si vede che l'abbassamento di pressione di condensazione sopra accennato è conseguibile con un modesto aumento degli oneri relativi allo scambiatore-condensatore.

Interessanti risultano pure le prospettive offerte dai cicli ternari acqua-Mercurio-Sodio ed acqua-Mercurio-Potassio per i quali i rendimenti globali possono aumentare anche del 18% tra le medesime temperature estreme a spese però di un notevole aumento del costo di impianto.

*Dimensionamento di massima delle macchine rotanti.*

Il dimensionamento di massima delle turbine che raccolgono la espansione dei cinque diversi va-

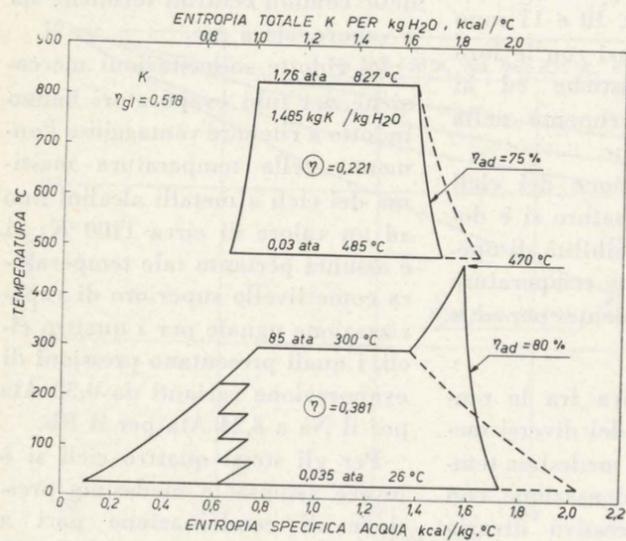


Fig. 8 - Ciclo binario Potassio-acqua.

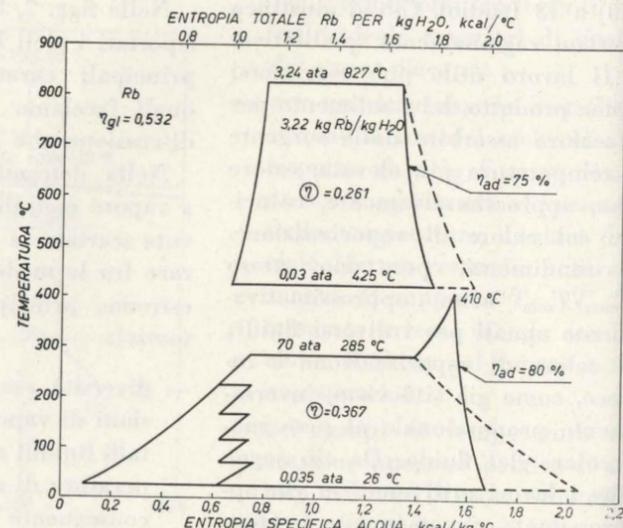
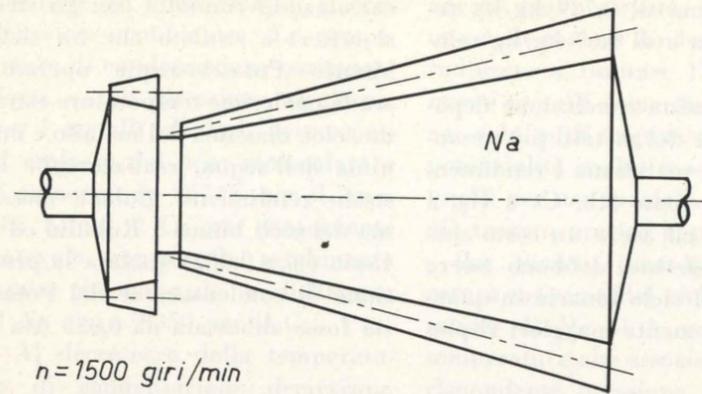


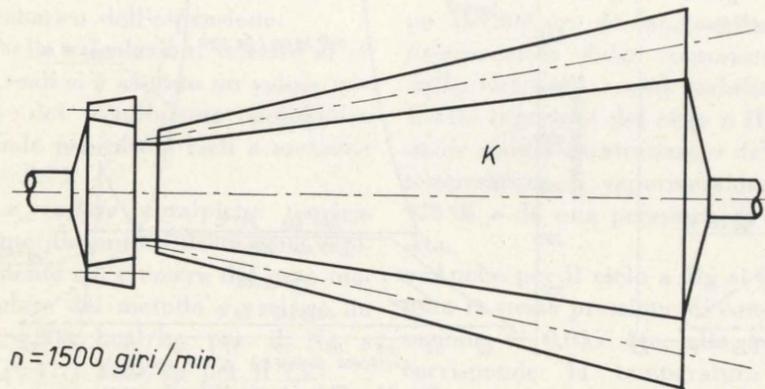
Fig. 9 - Ciclo binario Rubidio-acqua.



$n = 1500$  giri/min

AZIONE: 2 GIRANTI  $d = 2,14$  m

REAZIONE: 18 STADI  $d_{min} = 1,25$  m  $d_{max} = 3,45$  m

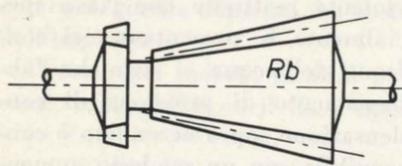


$n = 1500$  giri/min

AZIONE: 2 GIRANTI  $d = 1,66$  m

REAZIONE: 24 STADI  $d_{min} = 1,14$  m  $d_{max} = 3,52$  m

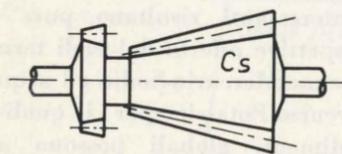
Fig. 12 - Turbine assiali da 10 MW per vapori di Rubidio, Cesio e Mercurio



$n = 3000$  giri/min

AZIONE: 1 STADIO  $d = 1,09$  m

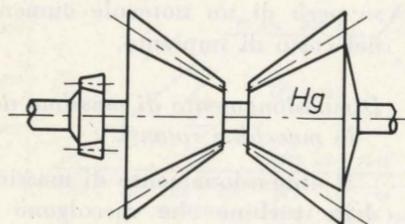
REAZIONE  $\left\{ \begin{array}{l} d_{min} = 0,63 \text{ m} \\ 7 \text{ STADI} \\ d_{max} = 1,35 \text{ m} \end{array} \right.$



$n = 3000$  giri/min

AZIONE: 1 STADIO  $d = 0,94$  m

REAZIONE  $\left\{ \begin{array}{l} d_{min} = 0,57 \text{ m} \\ 6 \text{ STADI} \\ d_{max} = 1,25 \text{ m} \end{array} \right.$



$n = 3000$  giri/min

AZIONE: 1 STADIO  $d = 0,70$  m

REAZIONE  $\left\{ \begin{array}{l} d_{min} = 0,56 \text{ m} \\ 4 \text{ STADI} \\ d_{max} = 1,85 \text{ m} \end{array} \right.$

Fig. 13 - Turbine assiali da 10 MW per vapori di Sodio e Potassio.

pori metallici considerati consentite di istituire un significativo confronto tra le principali caratteristiche fluidodinamiche e geometriche delle turbomacchine stesse in relazione alla natura del fluido da esse elaborato.

Il confronto è stato effettuato tra cinque turbomacchine monocilindriche di tipo assiale a palettatura mista, azione e reazione, sviluppanti tutte la medesima potenza di 10 MW con un rendimento adiabatico presunto  $\eta_{ad} = 0,75$ , alla velocità di rotazione rispettivamente di 1500 g/min per le macchine relative al Na ed al K e di 3000 g/min per quelle relative al Cs al Rb ed al Hg.

Per il dimensionamento di massima delle macchine si è supposto, in tutti i cinque casi considerati, di fare espandere il vapore dalle condizioni di uscita dalla caldaia fino alle corrispondenti condizioni critiche in una ruota ad azione ad uno o due salti di velocità contenendo la velocità periferica media della girante entro i 250 m/sec; la rimanente parte della caduta adiabatica è stata quindi destinata ad essere elaborata in un adeguato numero di stadi a reazione con grado di reazione  $x = 0,5$ .

Le turbomacchine così dimensionate sono state schematicamente rappresentate in una stessa scala nelle figg. 12 e 13.

È interessante osservare come le velocità del suono per i diversi vapori metallici considerati, valutate come velocità baricentriche del flusso bifase in espansione sotto il rapporto critico, siano risultate comprese tra i valori previsti per esse dalle teorie dell'equilibrio congelato e dell'equilibrio istantaneo.

Nella turbina a Hg si è reso necessario bipartire il flusso all'ingresso della reazione a causa del forte aumento di volume specifico che avrebbe altrimenti imposto una eccessiva altezza delle palette negli ultimi stadi a reazione; il

volume specifico del Hg aumenta di 243 volte passando dall'ingresso all'uscita della turbina a reazione, mentre il corrispondente aumento per il Na è di sole 7,5 volte.

Dall'esame delle figg. 12 e 13 risulta infine evidente il maggiore ingombro delle turbomacchine elaboranti Na e K rispetto a quello delle turbomacchine che elaborano i metalli a più elevato peso molecolare.

#### Conclusioni.

Da queste prime considerazioni di carattere introduttivo sulle prospettive di impiego del Mercurio e dei metalli alcalini nei generatori termici di potenza, ed in particolare nei cicli binari metallo-acqua, scaturiscono alcune osservazioni fondamentali sia dal punto di vista termodinamico, sia dal punto di vista dell'economicità degli impianti.

I principali motivi che hanno determinato nel passato il parziale insuccesso dei cicli binari mercurio-acqua, sono, come è noto, da attribuirsi ad alcune caratteristiche negative del Mercurio cioè: corrosività ed elevata tensione di vapore alle alte temperature, modesto lavoro massico, alto costo unitario del metallo.

Sostituendo al Mercurio un metallo alcalino leggero, come il Sodio od il Potassio, tutti questi motivi vengono a decadere e ne insorgono invece altri più facilmente superabili come ad esempio la forte reattività con l'acqua che comporta pericoli d'incendio, e gli elevati volumi specifici che implicano un maggior ingombro delle turbomacchine e degli scambiatori.

Il principale motivo d'interesse verso questi metalli è costituito dal fatto che i loro cicli binari con l'acqua, pur non presentando pressioni e temperature molto elevate, consentono di ottenere rendimenti superiori a quelli dei migliori impianti ipercritici fino ad oggi realizzati.

Infine le perplessità che possono sorgere riguardo all'impiego industriale di questi metalli non devono preoccupare se si pensa che sono oggi in funzione reattori nucleari refrigerati a Sodio o a miscele Sodio-Potassio e piccoli generatori di potenza per uso spaziale funzionanti con metalli alcalini pesanti.

#### Appendice.

Per il calcolo della tensione di vapore dei diversi fluidi in funzione della temperatura si sono adottate le seguenti formule [5] in cui  $T$  è la temperatura in gradi Kelvin e  $P$  la pressione in kg/cm<sup>2</sup>:

$$\begin{aligned} \text{Sodio } P = 1,357 \cdot \\ \cdot 10^{-3} \text{ arc ln} \left[ - \frac{23063}{1,8 T} - \right. \\ \left. - 0,5 \ln(1,8 T) + 21,558 \right] \quad (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Potassio } P = 1,357 \cdot \\ \cdot 10^{-3} \text{ arc ln} \left[ - \frac{18867}{1,8 T} - \right. \\ \left. - 0,5 \ln(1,8 T) + 20,54 \right] \quad (2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Rubidio } P = 1,357 \cdot \\ \cdot 10^{-3} \text{ arc ln} \left[ - \frac{16496}{1,8 T} + 16,16 \right] \quad (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Cesio } P = 1,357 \cdot \\ \cdot 10^{-3} \text{ arc ln} \left[ - \frac{15289}{1,8 T} + \right. \\ \left. + 15,503 \right] \quad (4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Mercurio } P = 1,357 \cdot \\ \cdot 10^{-3} \text{ arc ln} \left[ - \frac{13711}{1,8 T} - \right. \\ \left. - 0,8 \ln(1,8 T) + 24,356 \right] \quad (5) \end{aligned}$$

Per altri dati di cui si è fatto impiego si rimanda al Technical Report [5].

Nel calcolo dei rendimenti dei cicli binari, nei casi in cui il calore ceduto dalla sorgente esterna ad alta temperatura è integral-

mente assorbito dal ciclo superiore ed il calore ricevuto dalla sorgente a bassa temperatura è integralmente rigettato dal ciclo inferiore, vale la seguente formula (di cui si è fatto uso nel corso delle calcolazioni):

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 - \eta_1 \eta_2 \quad (6)$$

in cui  $\eta$  è il rendimento globale e gli indici 1 e 2 si riferiscono rispettivamente al ciclo superiore ed inferiore.

Nel caso di  $n$  cicli sovrapposti la (6) si trasforma così:

$$\eta = \sum_{k=1}^n \eta_k (1 - \eta_{k-1}) (1 - \eta_{k-2}) \dots \dots (1 - \eta_{k-n+1}) \quad (7)$$

Corrado Casci

Ordinario di Macchine nel Politecnico di Milano; Direttore del Centro Nazionale di Ricerca sulla Tecnologia della Propulsione e dei Materiali Relativi; Chairman del Propulsion and Energetics Panel dell'AGARD; ex assistente del Prof. Ing. Antonio Capetti.

Gianfranco Angelino

Assistente Ordinario di Macchine nel Politecnico di Milano; Ricercatore del Centro Nazionale di Ricerca sulla Tecnologia della Propulsione e dei Materiali Relativi (CNPM).

Aldo Ranalletti

Assistente Incaricato di Macchine nel Politecnico di Milano; Ricercatore del Centro Nazionale di Ricerca sulla Tecnologia della Propulsione e dei Materiali Relativi (CNPM).

#### BIBLIOGRAFIA

- [1] CAPETTI A. - *Motori Termici*, Unione Tipografica Editrice Torinese, Torino 1954, p. 49.
- [2] NASA SP-41 - *Proceedings of the NASA-AEC, Liquid Metals Corrosion Meeting*, Vol. I, p. 213, Washington DC 1964.
- [3] SCHENERMANN C. M., BARRETT C. A., LOWDERMILK W. H., ROSENBLUM L. - *Snap-8 materials*, *Astronautics and Aerospace Engineering*, December 1963, p. 40.
- [4] PLOTKOWIAK J. - *Thermodynamique du cycle à deux phases pour application spatiales*, presentato al Sixth AGARD Combustion and Propulsion Colloquium, Cannes 16 March 1964.
- [5] General Electric Company, Technical Information Series, No. R60FPD358.

## Applicazione della circolazione naturale in circuiti singoli ai reattori raffreddati ad acqua

CARLO ARNEODO illustra come, in seguito ad una logica estensione delle ricerche condotte sulla circolazione naturale in circuiti chiusi, nel settembre 1963 l'Istituto di Fisica Tecnica ed Impianti Nucleari del Politecnico di Torino abbia iniziato lo studio dell'applicazione della circolazione naturale ai reattori ad acqua pesante, accentrandolo intorno ad un particolare concetto, avanzato allora dall'Autore, comunemente designato come « circuito singolo ». Attualmente è in corso uno studio di larga massima e di più ampio respiro, non ancora giunto a termine. Per questa ragione si ritiene bene anticipare qui le linee generali che ispirano tale studio. La presente memoria è stata in parte ricavata da una conferenza tenuta l'11 gennaio 1965 [1].

### Possibilità della circolazione naturale.

Da più di un secolo le caldaie a vapore costituiscono un esempio di impianto ad acqua funzionante sul principio della circolazione naturale. Tuttavia le potenze specifiche raggiunte nei loro tubi bollitori e surriscaldatori non sono molto elevate: basta pensare che nei tubi che costituiscono la schermatura della camera di combustione dei generatori a circolazione naturale si raggiungono valori dell'ordine di 8-10 kW/l, arrivando a 15 kW/l nel caso dei moderni

generatori a circolazione forzata. Per le applicazioni ai reattori nucleari occorre come è noto contare su potenze specifiche assai più elevate. Esistono alcuni esempi di reattori nucleari a circolazione naturale in esercizio da molti anni, come l'E.B.W.R. dell'Argonne National Laboratory o il V.B.W.R. Questi impianti sono del tipo a ciclo diretto, ossia il vapore prodotto dal reattore viene avviato direttamente in turbina. Sui vantaggi e svantaggi che essi offrono esiste un'ampia letteratura e noi non vogliamo qui soffermarci su essa. Desideriamo piuttosto espor-

re, in base alla nostra e alla altrui esperienza, quali siano le concrete possibilità di applicazione della circolazione naturale a un caso assai particolare: quello del raffreddamento di reattori nucleari mediante circuiti singoli indipendenti.

Intanto specificiamo che tali circuiti non sono concepiti per il ciclo diretto, ossia il vapore in essi eventualmente prodotto deve venire condensato nello scambiatore di calore nel quale si genera il vapore secondario destinato alla turbina. Il ciclo diretto infatti, non consentirebbe di godere di

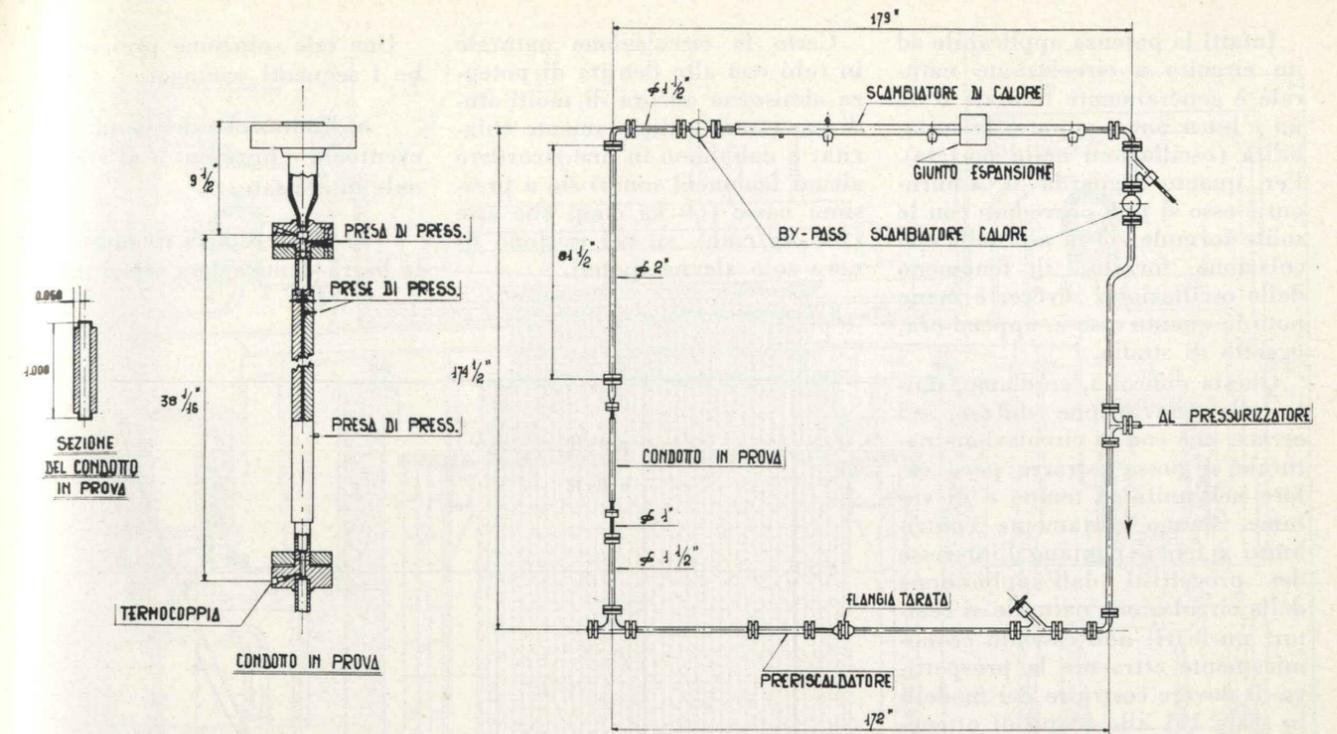


Fig. 1b - Circuito di « Bettis ».

alcuni importanti vantaggi offerti da questa soluzione.

I circuiti sperimentali adatti per lo studio di tale principio, detti ad acqua in pressione, anche se in alcuni casi vi è ebollizione, hanno in complesso ricevuto scarsa attenzione, e noi abbiamo dati soltanto per il circuito del Politecnico di Torino e per quelli dell'Atomic Power Department della Westinghouse a Bettis (fig. 1a e 1b).

Essi sono costituiti molto semplicemente da un tubo cilindrico o in generale prismatico, riscaldato elettricamente (100 ÷ 150 kW di potenza), da un promotore (« riser »), da uno scambiatore orizzontale superiore, da un tubo di discesa e da un ramo orizzontale inferiore.

Naturalmente non sono necessarie pompe per la circolazione, e le valvole occorrenti sono di piccole dimensioni, riducendosi a quelle occorrenti per il carico e lo scarico.

Per avere un'idea delle possibilità offerte dalla circolazione naturale si osservi la fig. 2 (tratta da [2]) relativa al circuito del nostro Politecnico. Come si vede si raggiungono potenze specifiche che arrivano fino a 1.800 kW/l, in condizioni però di acqua sottoraffreddata all'uscita (10 ÷ 16 °C).

Il confronto con i dati prima

forniti nel caso dei generatori di vapore è impressionante.

Parimenti dalla tabella I tratta da [3] si può calcolare una potenza specifica di 1000 kW/l, con apporti all'uscita del 60 %.

Ci pare superfluo commentare l'evidenza delle cifre suddette.

Vi sono tuttavia alcune ombre da tenere presente e che non appaiono dai dati ora esposti:

TABELLA I

Numero prove	Pressione Psia	Temp. Ingresso $T_{in}, ^\circ F$	Flusso di Burn out Btu/hr-ft <sup>2</sup>	Portata specifica lb/hr-ft <sup>2</sup>	Entalpia al Burn out Btu/lb	Titolo all'uscita %	Larghezza sez/prova S, in.
184-31-5**	800	499	0.585	0.326	954	64.4	0.200
184-34-1*	800	496	0.640	0.325	997	70.7	0.200
203-6-3**	800	500	0.378	0.291	744	34.0	0.271
203-17-5*	800	502	0.532	0.290	851	49.5	0.271
184-14-5	800	450	0.709	0.382	915	58.8	0.200
184-15-2*	800	444	0.667	0.393	867	51.8	0.200
203-10-4	800	448	0.699	0.363	807	43.1	0.271
203-11-5*	800	450	0.751	0.362	839	47.8	0.271
195-21-2	800	410	0.829	0.379	822	45.3	0.266
188-3-6	1200	547	0.615	0.356	996	69.3	0.200
188-6-2*	1200	544	0.637	0.356	1010	71.6	0.200
203-3-3*	1200	550	0.451	0.283	863	47.5	0.271
203-4-5*	1200	545	0.556	0.282	930	58.5	0.271
184-19-7	1200	498	0.747	0.411	960	63.4	0.200
184-20-6*	1200	497	0.753	0.413	960	63.4	0.200
195-16-4	1200	498	0.825	0.390	909	55.1	0.266
203-8-2	1200	496	0.805	0.374	906	54.6	0.271
203-8-5*	1200	498	0.802	0.382	897	53.1	0.271
182-5-6	1200	461	0.821	0.443	913	55.7	0.206
182-8-1*	1200	459	0.830	0.449	909	55.1	0.206
188-20-1	1200	460	0.830	0.463	885	51.1	0.211
195-5-4A	1200	456	0.807	0.372	876	49.7	0.263
195-12-3*	1200	456	0.832	0.334	936	59.5	0.266
167-18-6**	1200	458	0.320	0.476	771	32.7	0.101
167-25-2*	1200	458	0.604	0.471	1077	82.5	0.101
188-12-3	1600	585	0.510	0.412	900	51.3	0.211
188-13-6*	1600	581	0.485	0.369	915	54.1	0.211
203-13-2	1600	580	0.562	0.359	897	50.7	0.271
203-13-8*	1600	588	0.559	0.359	904	52.0	0.271
184-17-2	1600	539	0.601	0.462	873	46.3	0.200
184-18-2*	1600	540	0.607	0.466	874	46.5	0.200

\* Circolazione forzata — \*\* Instabilità.

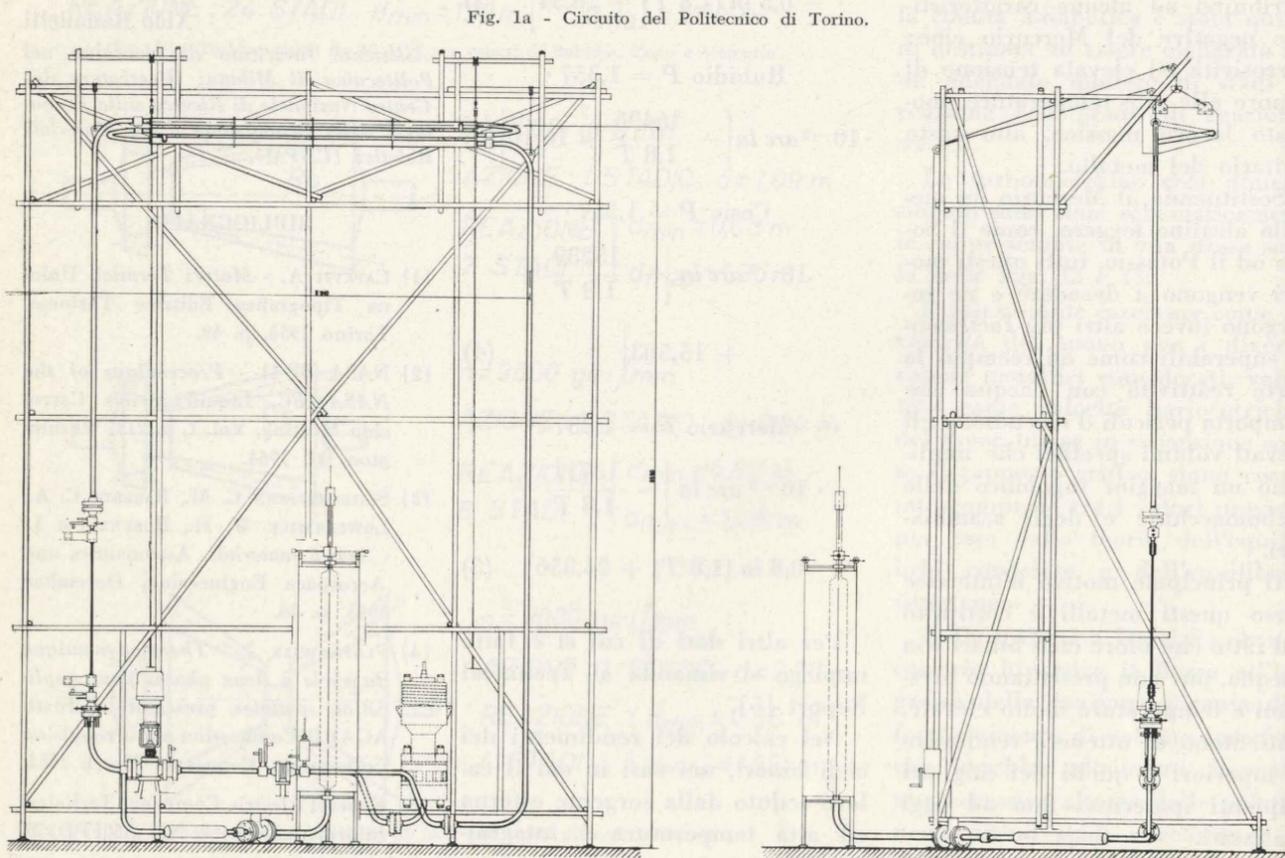


Fig. 1a - Circuito del Politecnico di Torino.

Infatti la potenza applicabile ad un circuito a circolazione naturale è generalmente limitata o da un « burn out » oppure da instabilità (oscillazioni nella portata). Per quanto riguarda il « burn-out » esso si può prevedere con le solite formule già in uso nella circolazione forzata; il fenomeno delle oscillazioni, invece, è meno noto in quanto esso è, appena ora, oggetto di studio.

Questa difficoltà, crediamo, unita alla convinzione diffusa, ed errata, che con la circolazione naturale si possa estrarre poco calore nell'unità di tempo e di volume, hanno certamente contribuito a tenere lontano l'interesse dei progettisti dall'applicazione della circolazione naturale ai reattori nucleari, non essendo economicamente attraente la prospettiva di dovere costruire dei modelli in scala 1:1 allo scopo di ottenere delle sicure indicazioni per il progetto.

Questa obiezione, certamente grave e determinante, non vale però per il concetto di circuito singolo di cui ci occuperemo, in quanto per esso non sussistono così gravi problemi economici per una prova a piena scala.

Comunque, noi ci stiamo occupando attivamente per chiarire il problema rappresentato dalle oscillazioni nella circolazione naturale.

Dopo aver studiato le oscillazioni in un circuito da 100 kW, avente un'altezza di circa 6 metri, funzionante alla pressione di 60 kg/cmq (pressione scelta in base al criterio che si avessero oscillazioni lungo tutto l'arco di funzionamento del circuito) e che è tuttora in piena attività, stiamo costruendo un circuito assai più grande (14 metri di altezza) in modo da potere vedere in quale misura si possono applicare principi di similitudine. Abbiamo anche recentemente pubblicato un lavoro [4] nel quale si espongono alcuni metodi che noi riteniamo validi per potere prevedere queste oscillazioni. L'esperienza futura ci dirà fino a che punto essi sono applicabili. L'esperienza avuta finora, ci assicura comunque, che queste oscillazioni non sono di per sé eccessivamente fastidiose.

Certo la circolazione naturale in tubi con alte densità di potenza necessita ancora di molti studi per essere completamente chiarita; e dobbiamo in fine ricordare alcuni fenomeni sonori sia a pressioni basse (60 kg/cmq) che alte (240 kg/cmq), su cui esistono finora solo alcune ipotesi.

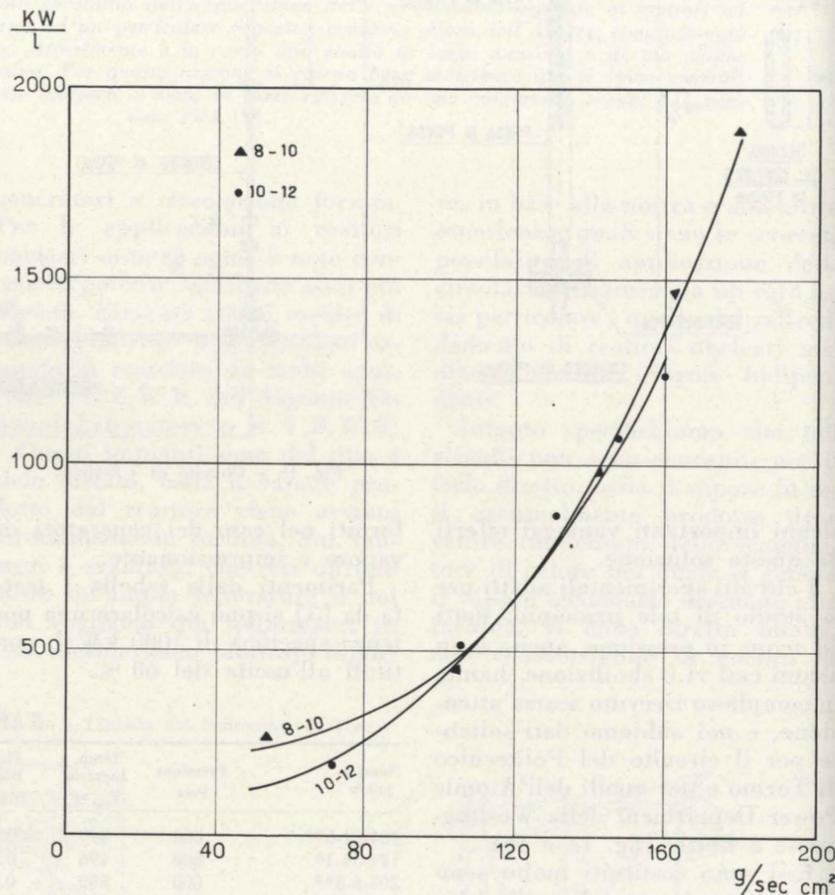


Fig. 2 - Curve portate specifiche - potenze specifiche (riferite al volume del condotto in prova) a 140 kg/cm<sup>2</sup>.

#### La circolazione naturale e il circuito singolo.

Attualmente i circuiti di refrigerazione dei reattori nucleari ad acqua sono sempre in numero limitato (4 ÷ 6); e pertanto di grandi dimensioni.

Inoltre l'acqua all'uscita dal « core » e che proviene quindi dai vari canali perviene tutta in un collettore comune; pertanto un eventuale « burn out » mette fuori servizio l'intero reattore.

Si prospetta quindi interessante la possibilità di suddividere il flusso del refrigerante primario in tanti circuiti singoli, indipendenti tra loro, uno per ciascun canale del « core », aventi ciascuno potenza assai modesta.

Una tale soluzione presenterebbe i seguenti vantaggi:

- a) limitazione dei danni di un eventuale « burn-out » al solo canale interessato;
- b) possibilità di ricambio della barra danneggiata senza distur-

bare il funzionamento degli altri canali;

c) eventuali perdite di refrigerante confinate ad un solo circuito;

d) possibilità di effettuare prove su un circuito sperimentale a piena scala, sia simulando fuori pila il riscaldamento nucleare, sia installandolo direttamente in un reattore di prova già esistente.

e) possibilità di studiare con esattezza su tale circuito in piena scala, i limiti di funzionamento dovuti al « burn-out » oppure alle oscillazioni;

f) possibilità di spingere le caratteristiche di funzionamento dei vari circuiti nel reattore fino quasi

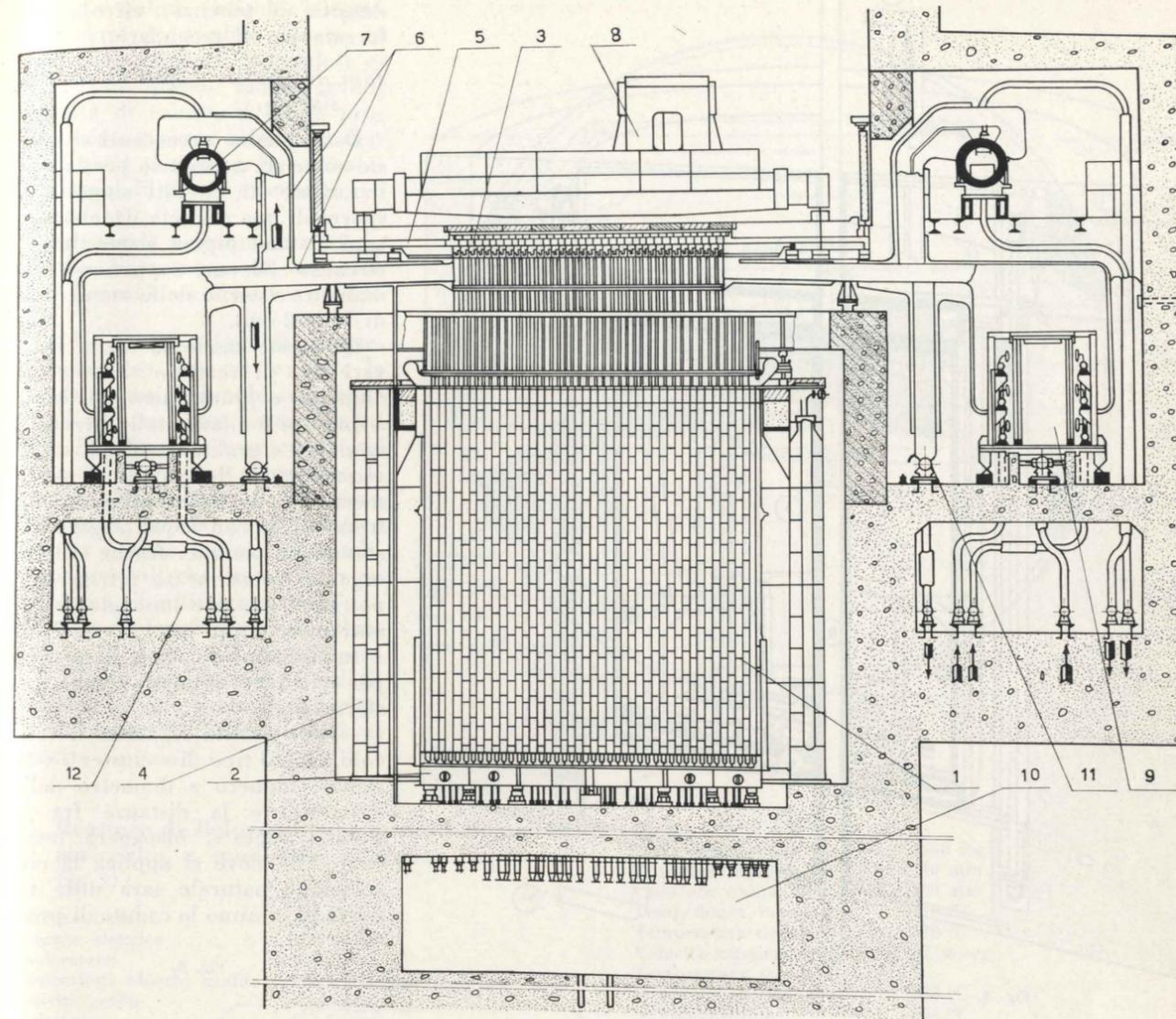


Fig. 3 - Reattore di Beloyarsk.

ai limiti dovuti al « burn-out » oppure alle oscillazioni (se queste sono il fattore limitante) anche in forza ai punti a) e b).

g) possibilità di funzionare a pressioni diverse nei vari circuiti, in relazione alla loro posizione nel reattore, fino a pressioni ipercritiche qualora ciò fosse ritenuto conveniente;

h) possibilità di surriscaldare e risurriscaldare il vapore facendogli percorrere speciali elementi disposti nelle opportune zone del « core »;

i) possibilità di dotare alcuni circuiti, p. es. quelli più sollecitati termicamente, di propria pompa di circolazione; ottenendo il risultato di poter alzare il flusso in tutto il reattore.

Il sistema presenta ovviamente anche alcuni svantaggi, e precisamente:

a) complicazioni costruttive dovute alla necessità di mantenere meccanicamente e idraulicamente separati i vari circuiti;

b) complicazioni dovute alla presenza dei numerosissimi tubi che escono ed entrano nel reattore, alla strumentazione singola di ciascun circuito, ai vari piccoli pressurizzatori (che peraltro forse possono essere incorporati nel circuito stesso alla sommità dello « stand-pipe »). Tali complicazioni dovrebbero essere in parte controbilanciate dai benefici conseguibili sfruttando la possibilità di costruire in serie i numerosi elementi uguali;

c) possibilità di applicazione a pochi tipi di reattore, dovendo i vari tubi con gli elementi combustibili (stand-pipes) essere tenuti a una certa distanza tra di loro a seguito di quanto osservato ai punti a) e b).

Riteniamo che i « pro » dovrebbero superare i « contro », soprattutto in forza del punto « f » (possibilità di sfiorare il « burn-out » nel reattore) e quindi densità di potenza maggiori che nei reattori « tradizionali » con canali in parallelo di tipo normale.

I criteri qui esposti possono essere applicati indifferentemente sia ai reattori a circolazione forzata che a quelli a circolazione naturale.

La circolazione forzata implica

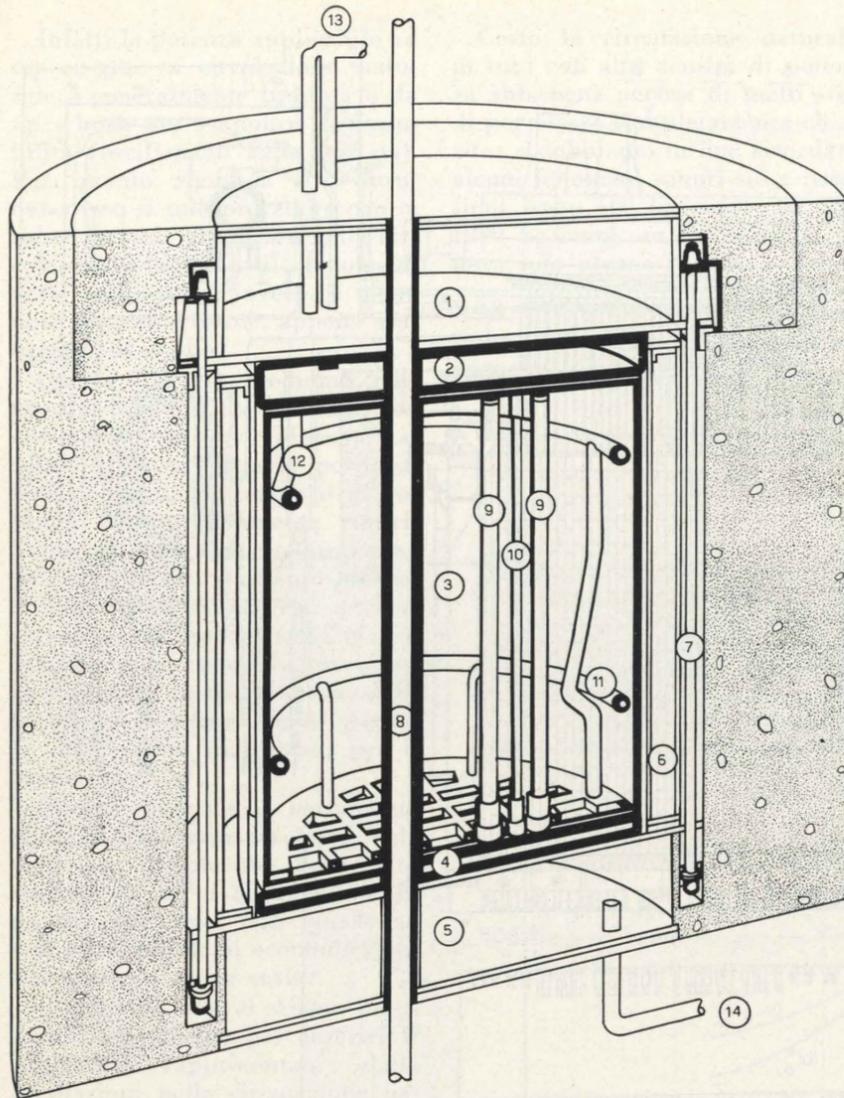


Fig. 4.

ovviamente la presenza di una pompa per ogni circuito, introducendo una ulteriore complicazione che farebbe considerare con molta perplessità le concrete possibilità di tale sistema.

La circolazione naturale ha il pregio di maggiore semplicità, ma la bassa velocità dell'acqua primaria comporta un corrispondente basso valore del coefficiente di trasmissione termica negli scambiatori di calore, che risultano pertanto di grandi proporzioni.

Tutto sommato si possono considerare come migliori le soluzioni: a) circolazione naturale nei circuiti primari, circolazione forzata nel secondario; b) circolazione naturale per la grande maggioranza dei circuiti primari, e circolazione forzata limitatamente a quelli corrispondenti alle zone del reattore nelle quali si verifica la maggiore

densità di potenza; circolazione forzata per il secondario.

*Tipi di reattore adatti al circuito singolo.*

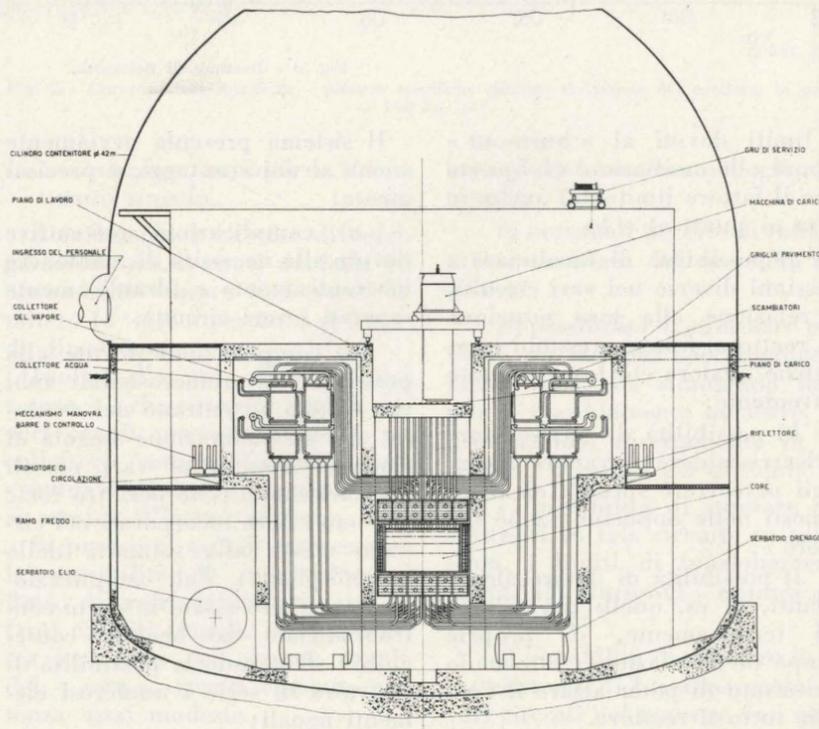
Dalle pagine precedenti si è visto come sia necessario per la realizzazione di circuiti singoli disporre di una discreta distanza fra ogni « stand pipe » (cioè almeno circa 20 ÷ 30 cm; supponendo un diametro esterno dello stand pipe di 10 ÷ 12 cm).

In questo modo la scelta fra i vari tipi di reattore si restringe alquanto e praticamente si limita a due tipi fondamentali: i reattori moderati a grafite e raffreddati ad acqua (tipo Beloyarsk) e quelli moderati ad acqua pesante e raffreddati, sia con acqua leggera che con acqua pesante. Anche i fluidi organici come mezzo refrigerante potrebbero essere immaginati per entrambi i tipi.

Indubbiamente sono necessarie per tutti i tipi suddetti alcune trasformazioni:

— per quanto riguarda il reticolo, cioè il tipo di « cluster » (distanze, numero e diametro delle sbarrette) e la distanza fra le « stand pipes », bisognerà tener conto che dove si applica la circolazione naturale sarà utile ridurre al minimo le cadute di pres-

Fig. 5.



sione (e quindi reticolo « leggero ») dove si applica invece la circolazione forzata, potendosi estrarre in questo modo grandi quantità di calore, si dovrà probabilmente passare oltrechè a diametri assai piccoli anche a materiali speciali p. es. « cermet » o carburati.

In generale pertanto la configurazione neutronica del reattore verrà considerevolmente modificata.

— Le modificazioni di carattere meccanico sono ovvie; data la grande quantità di tubi sarà bene prendere accurate precauzioni circa l'isolamento termico di essi in modo da ridurre al minimo le perdite. Modifiche saranno pure necessarie per la parte termica data la grande varietà di condizioni possibili che impongono un problema di ottimizzazione.

Prima di descrivere un possibile schema di reattore a circuiti singoli diamo qualche cenno relativamente ai due reattori che riteniamo essere i più adattabili al circuito singolo.

**1) Reattore di Beloyarsk (a uranio debolmente arricchito e moderato a grafite [5] (vedi fig. 3).**

Potenza termica	286 MWt
Potenza elettrica	100 MWe
Moderatore	Grafite
Dimensioni blocchi grafite	200 x 200 mm
Densità grafite	1,66 gr/cm <sup>3</sup>
Riflettore	Grafite
Refrigerante	H <sub>2</sub> O
Quantità di Uranio	90 t
Dimensioni « core »	altezza: 6 m; diametro: 7,2 m
« Fuel assemblies »	998
Fuel elements/fuel assembly	6
Assemblies per evaporazione	732
Assemblies per surriscaldamento	266
Materiale tubi a pressione	acciaio inossidabile
Materiale combustibile	lega U-Mo

**I. Canali per evaporazione**

Potenza del canale	405 kW
Portata oraria	2400 kg/h
Frazione di vuoto uscita canale	33,6 %
Pressione ingresso	155 atm
Pressione uscita	150 atm
Temperatura ingresso	300 °C
Temperatura uscita	335 °C
Velocità	3,5 m/sec
Temperatura massima parete interna tubo combustibile	355 °C
	400 °C

**II. Canali per surriscaldamento**

Massima potenza di canale	368 kW
Minima potenza di canale	202 kW
Portata oraria nel canale di massima potenza	1900 kg/h

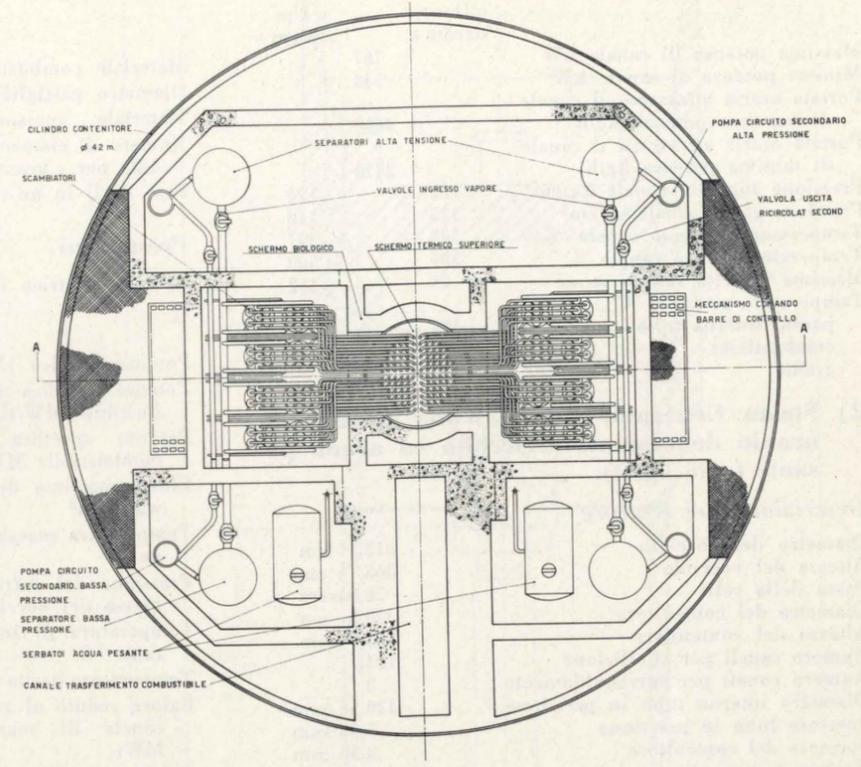


Fig. 6.

Portata oraria nel canale di minima potenza	1040 kg/h
Pressione ingresso	110 atm
Pressione uscita	100 atm
Temperatura ingresso	316 °C
Temperatura uscita	510 °C
Velocità massima del vapore	57 m/sec
Temperatura massima parete interna tubo combustibile grafite	530 °C
	550 °C
	725 °C

In seguito a recenti modifiche suggerite per i canali di evaporazione e di surriscaldamento la potenza elettrica del reattore verrebbe raddoppiata (200 MWe). Le caratteristiche termodrauliche dei canali sarebbero le seguenti:

**Canali di evaporazione**

	Zona I	Zona II	Zona III	Zona IV	Zona V
Potenza per canale kW	771	634	617	545	517
Portata oraria per canale kg/h	5500	4700	4150	3550	3250
Frazione di vuoto uscita canale %	27,6	29,3	30,5	32,1	34,2
Pressione ingresso canale kg/cm <sup>2</sup>	27,6	29,3	155	32,1	34,2
Pressione uscita canale kg/cm <sup>2</sup>	27,6	29,3	145	32,1	34,2
Temperatura ingresso canale °C	—	—	303	—	—
Temperatura uscita canale °C	—	—	338	—	—
Velocità m/sec	4,6	4,0	3,5	3,0	2,7
Temperatura massima parete interna tubo combustibile	—	—	365	—	—
	—	—	415	—	—

Canali per surriscaldamento

	« Down-stream »	« Up-stream »
Massima potenza di canale kW		767
Minima potenza di canale kW		548
Portata oraria attraverso il canale di massima potenza kg/h		3600
Portata oraria attraverso il canale di minima potenza kg/h		2570
Pressione ingresso canale kg/cm <sup>2</sup>	132	124
Pressione uscita canale kg/cm <sup>2</sup>	125	110
Temperatura ingresso canale °C	328	397
Temperatura uscita canale °C	399	508
Massima velocità vapore m/sec	76	112
Temperatura massima °C		
parete interna tubo combustibile grafite	426	531
	482	565
		735

2) Steam Generator Heavy Water Reactor, a uranio debolmente arricchito ed acqua pesante (vedi fig. 4).

Descrizione del reattore

Diametro del nocciolo	312,4 cm
Altezza del nocciolo	365,76 cm
Passo della cella	26,04 cm
Diametro del contenitore	370,8 cm
Altezza del contenitore	393,7 cm
Numero canali per ebollizione	104
Numero canali per surriscaldamento	8
Diametro interno tubo in pressione	130,56 mm
Spessore tubo in pressione	5,08 mm
Spessore del contenitore	3,30 mm
Numero pompe di circolazione	4
Pressione del vapore all'ammissione in turbina	62,52 kg/cm <sup>2</sup>
Portata del vapore verso la turbina	141 kg/sec

TABELLA II

Esperimenti su grappoli (cluster) a 19 barre

Misure effettuate in ZEBRA

Combustibile: ossido di Uranio naturale. Diametro di una « pellet » 12,2 mm. Densità 11,2 ± 0,4 g/cm. lineare.

Incamiciatura: Alluminio, diam. esterno 13,8 ± 0,3 mm. - spessore 0,7 mm.

« Cluster »: 19 barre, interasse 14,85 mm.

Camicia del « cluster »: Alluminio, diametro esterno 77 mm. - spessore 1 mm.

Reticolo: esagonale con interassi 18, 22, 26 e 30 cm. rispettivamente.

Moderatore e refrigerante: D<sub>2</sub>O, purezza 99,63 % in peso.

Temperatura uniforme: 20 °C.

Risultati delle calcolazioni

Inter asse (cm)	p	τ (cm <sup>2</sup> )	L <sup>2</sup> (cm <sup>2</sup> )	k <sub>∞</sub>	Misurati B <sup>2</sup> , m <sup>-2</sup>	k <sub>eff</sub>
18	0.8694	142.5	105.1	1.1135	4.94	0.9958
22	0.9128	137.4	167.0	1.1624	5.26	1.0003
26	0.9358	134.7	244.3	1.1820	4.65	1.0010
30	0.9483	133.0	336.8	1.1852	3.66	1.0075

k<sub>eff</sub> medio = 1.001 ± 0.0045.

Schema di un reattore a circuiti singoli ad acqua pesante.

Il reattore è rappresentato schematicamente in sezione ed in pianta nelle figg. 5 e 6 mentre nella fig. 7 è data la fotografia del modellino realizzato [7].

Sono previsti 112 circuiti indipendenti di refrigerazione: ammessa una potenza termica singola media di circa 4 MW ne risulta una complessiva di 448 MW.

Per la scelta del reticolo ci si è fissati su « stand pipes » di 10,8 cm. di diametro interno con 19 sbarrette di uranio arricchito all'1 %; il passo (quadrato) è di 36 cm; incamiciatura e stand pipe sono in Zircalloy; diametro della sbarretta 1 cm. e 1 mm. di Zircalloy [8].

Si noterà che il « cluster » risulta piuttosto leggero; ciò è dovuto alla preoccupazione di avere pic-

Combustibile

	Ebollizione	Surriscaldamento
Materiale combustibile	UO <sub>2</sub>	UO <sub>2</sub>
Diametro pastiglie (mm)	14,48	14,48
Materiale e spessore guaine (mm)	Zr-2 0,66	S.S 0,28
Numero di elementi di combustibile per « assembly »	36	23
Peso di U in un canale (t)	0,208	0,119

Prestazioni

	Ebollizione	Surriscaldamento
Potenza elettrica (MWe)	100	
Potenza termica (MWt)	280	14
Potenza specifica media del combustibile MW/tU	13	14,4
Potenza specifica massima del combustibile MW/tU	29,2	31,5
Flusso massimo di calore watts/cm <sup>2</sup>	103,1	103,4
Temperatura massima delle guaine °C	300	575
Pressione del refrigerante all'ingresso del nocciolo kg/cm <sup>2</sup>	69,60	64,68
Temperatura di ingresso refrigerante °C	280	—
Temperatura uscita refrigerante °C	283	504
Calore ceduto al refrigerante nel canale di massima potenza MWt	3,1	1,8
Velocità di massa del refrigerante kg m <sup>2</sup> /sec	2901,8	569,5
Titolo del vapore %	11,2	—

cole cadute di pressione e quindi grandi aree di passaggio; inoltre, probabili alti flussi termici, imporranno piccole sbarre, forse anche minori di 10 mm.

Con un reattore di più grandi dimensioni sarà forse possibile, con solo uranio naturale, raggiungere la criticità, come lo fa sperare la tabella II (tratta da [9]).

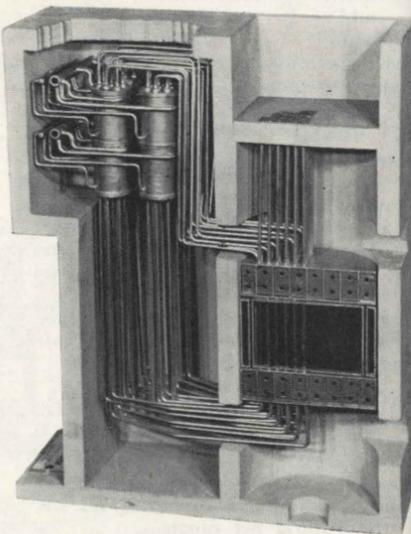


Fig. 7.

Configurazione del circuito singolo.

Il circuito singolo è costituito dalla « stand pipe », dal tubo di connessione con lo scambiatore di calore, dal tubo di ritorno, dallo scambiatore, dal pressurizzatore, dalla strumentazione.

Stand pipe (figg. 8, 9, 10, 11): è costituito da un tubo di forza, in Zircalloy di altezza complessiva di circa 10 metri [10].

Esso attraversa il cassone contenente la D<sub>2</sub>O, ed è da esso isolato da una intercapedine.

Nello stand pipe sono alloggiati i « clusters » per es. 8 o 10.

La « stand pipe » protendendosi verso l'alto, funge in parte da « riser ».

Dalla testa scende nello « stand pipe » una termocoppia (per misurare la temperatura di uscita) e un rivelatore per controllare eventuali fughe di radioattività.

Completano la strumentazione un indicatore di livello minimo ed un rivelatore di pressione.

Non è necessario un indicatore di portata in quanto essa si regola da sé in base alla potenza fornita dalla parte riscaldata. Per il riempimento è necessario un rubinetto nella parte inferiore.

In caso di fughe radioattive dagli elementi di combustibile o di ricambio normale delle barre, la testa con tutti gli accessori viene staccata e sollevata dalla apposita macchina; la circolazione naturale continua (a pressione ridotta o forse anche a quella ambiente; la quantità di calore trasmessa non dipende infatti molto dalla pressione) e gli elementi di combustibile vengono così refrigerati anche durante lo scarico.

Naturalmente il reattore funziona a piena potenza.

Se necessario l'acqua contaminata dal circuito viene sostituita; poi nuovi elementi di combustibile sono calati nella « stand pipe ».

Connessione dello « stand pipe » allo scambiatore.

La necessità, volendo realizzare circuiti singoli, di collegare individualmente ciascuna « stand pipe » al suo scambiatore impone un passo del reticolo piuttosto largo (quale può essere offerto da un moderatore come l'acqua pesante) dovendo, specialmente i tubi pro-

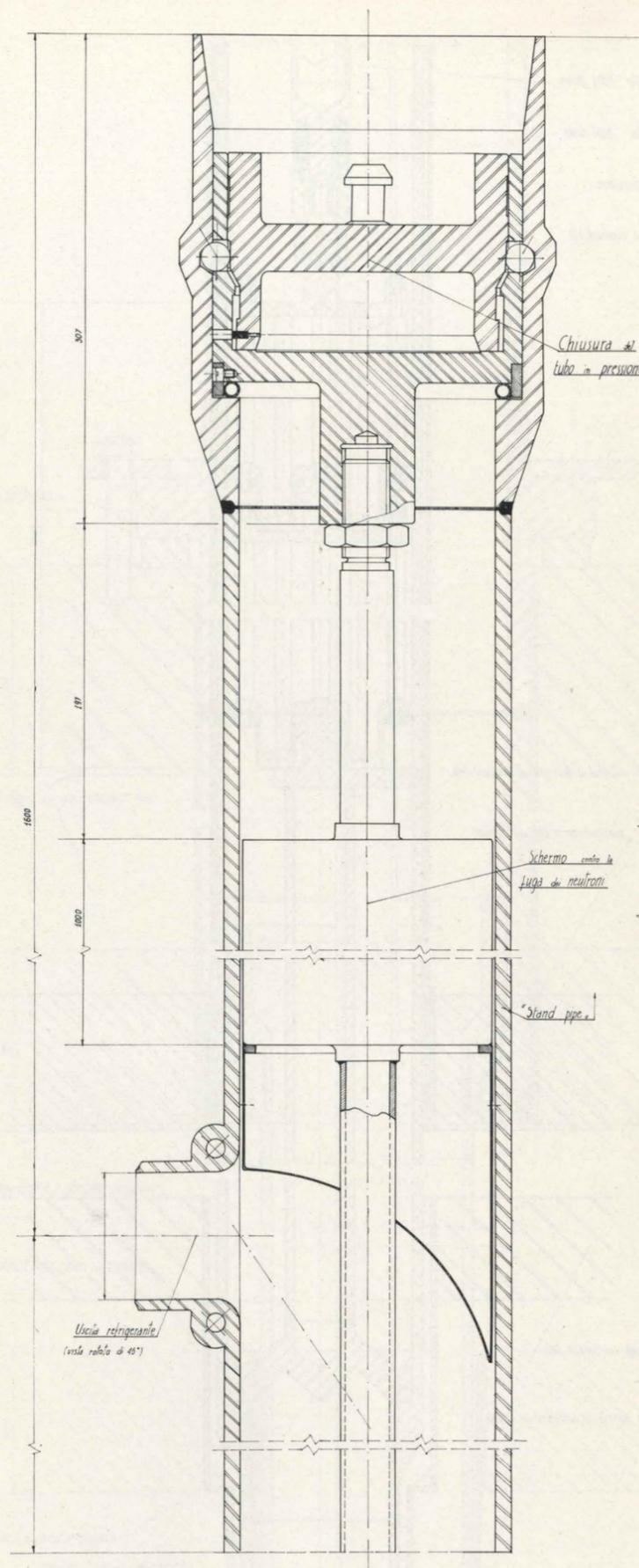


Fig. 8.

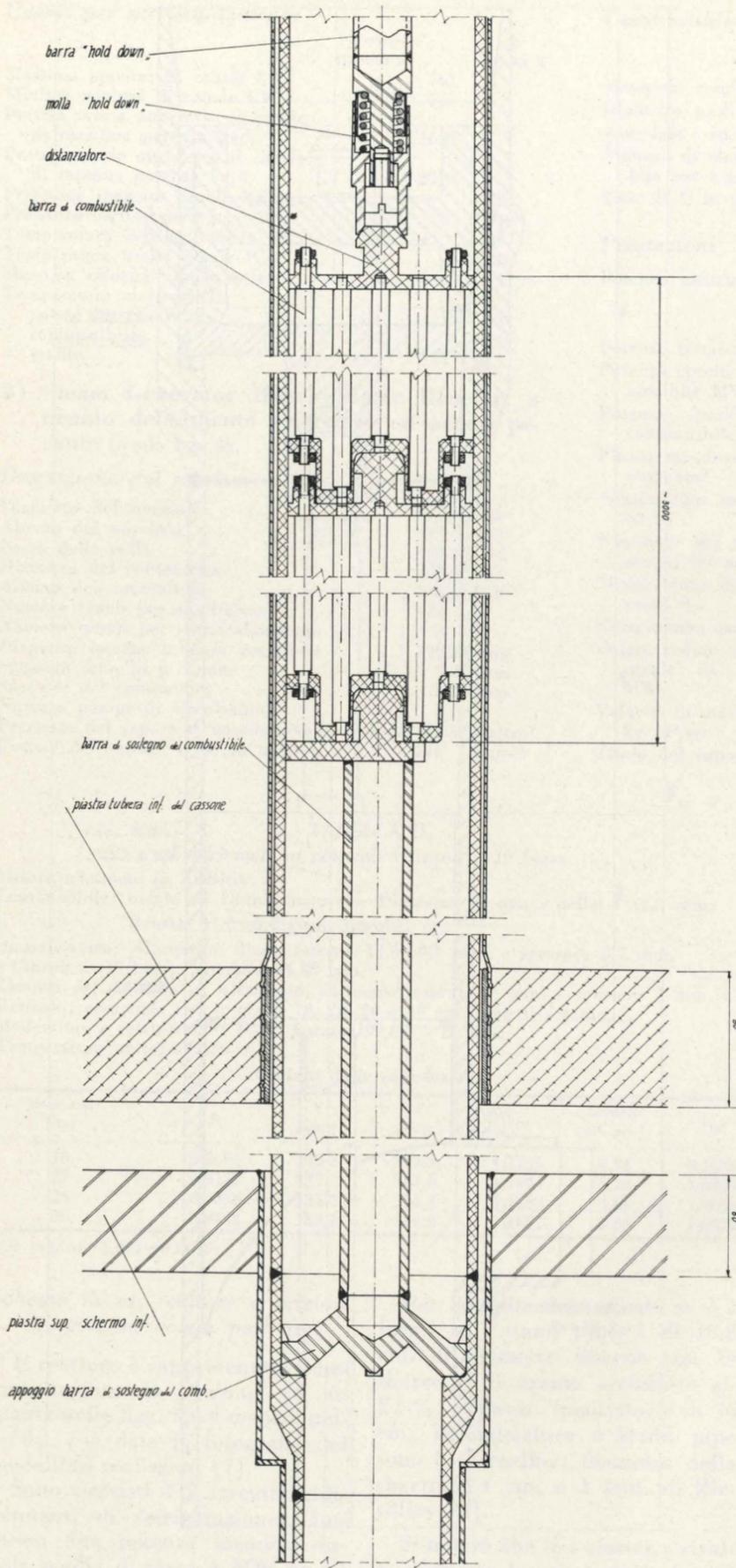


Fig. 9.

venienti dalle « stand pipes » centrali, insinuarsi attraverso i varchi lasciati liberi dalle altre. Proprio per accertarsi di questa possibilità, che imponeva una visione tridimensionale del problema, è stato costruito il modellino.

Il tubo può staccarsi dalla stand pipe sia poco sopra l'uscita del reattore propriamente detto (core) oppure verso l'estremità superiore.

Nel primo caso si guadagna spazio ma si aggiunge un gomito, nel secondo si dovrebbe avere un « tiraggio » migliore, data la mancanza del ramo orizzontale inferiore che potrebbe essere causa di un lieve raffreddamento del fluido. La connessione di ritorno dallo scambiatore offre analoghe soluzioni per quella superiore.

Naturalmente bisognerà anche pensare al fissaggio di ogni circuito singolo tenendo conto delle dilatazioni termiche.

#### Scambiatori di calore e ciclo termico.

Lo scambiatore di calore costituisce il più difficile problema di questo impianto particolare.

La necessità di contenere in limiti ristretti il valore della velocità dell'acqua probabilmente non superiore a 0,5 m/sec., l'imperativo di adottare tubi in pressione della più piccola sezione possibile, per le ragioni meccaniche e neutroniche prima accennate, e la ovvia opportunità di estrarre la maggiore quantità possibile di energia da ogni canale, apportano altrettanti elementi contrastanti per la progettazione dell'impianto.

Una soluzione di compromesso richiederà senza dubbio un forte salto tra le temperature di entrata e uscita dallo scambiatore, e quindi analogamente per il reattore, a meno di ricorrere all'ebollizione nel « core ».

Questo fatto richiederà di realizzare scambiatori di speciale progettazione; una soluzione appare quella di adottare due sezioni distinte, in serie, per la produzione di vapore secondario; una ad alta e l'altra a bassa pressione, da avviare a due distinti stadi della turbina, con disposizione analoga a quella dei reattori a gas di tipo inglese.

Ogni sezione a sua volta sarebbe costituita da una zona che funzio-

nerà da economizzatore e l'altra da evaporatore.

Naturalmente, per semplificare la costruzione, tali sezioni verrebbero raggruppate in un unico complesso, pur conservando, dal lato fluido primario, la separazione dei singoli circuiti.

Un'altra soluzione, come già accennato, con produzione di vapore secondario ad una sola pressione, può essere realizzata tenendo conto del fatto che ciascun circuito del reattore può funzionare a pressione e regimi di temperatura differenti (uscita sottoraffreddata o con produzione di vapore, entrata fortemente sottoraffreddata o satura); in questo caso gli scambiatori di calore possono venire studiati in modo d'avere il massimo rendimento globale.

Per esempio la parte centrale del reattore può funzionare con circuito in cui l'acqua all'uscita abbia temperatura inferiore a quella di saturazione, e all'entrata sia fortemente sottoraffreddata (p. es. a 140 kg/cmq,  $t_u = 315^\circ\text{C}$ ;  $t_e = 130^\circ\text{C}$ ); il fluido primario può essere in queste condizioni indirizzato al preriscaldamento del secondario (p. es. pressione del secondario 30 kg/cmq, riscaldamento da 80 a 200  $^\circ\text{C}$ ).

Nelle parti intermedie e periferiche del reattore può essere consentita l'ebollizione del primario e lo stesso può essere diretto a scambiatori ove avviene l'evaporazione del secondario.

Si badi che il regime di ciascun circuito, se tutti hanno la stessa carica di uranio, è fissato dal flusso neutronico e dall'intensità del raffreddamento.

Ciò impone una paziente ricerca di ottimo; ma con un adatto programma per calcolatore elettronico il problema non dovrebbe essere molto arduo.

Volendo surriscaldare il vapore del secondario, si potrebbe inserire alcuni circuiti singoli speciali destinati a funzionare ad altissima pressione (p. es. 250 kg/cmq); anche in questi casi la circolazione naturale è possibile, e si riesce a raggiungere temperature di uscita di 400  $^\circ\text{C}$  (e probabilmente superiori, compatibilmente con i materiali di possibile impiego).

Questo fluido primario potrebbe essere inviato ai surriscaldatori del secondario.

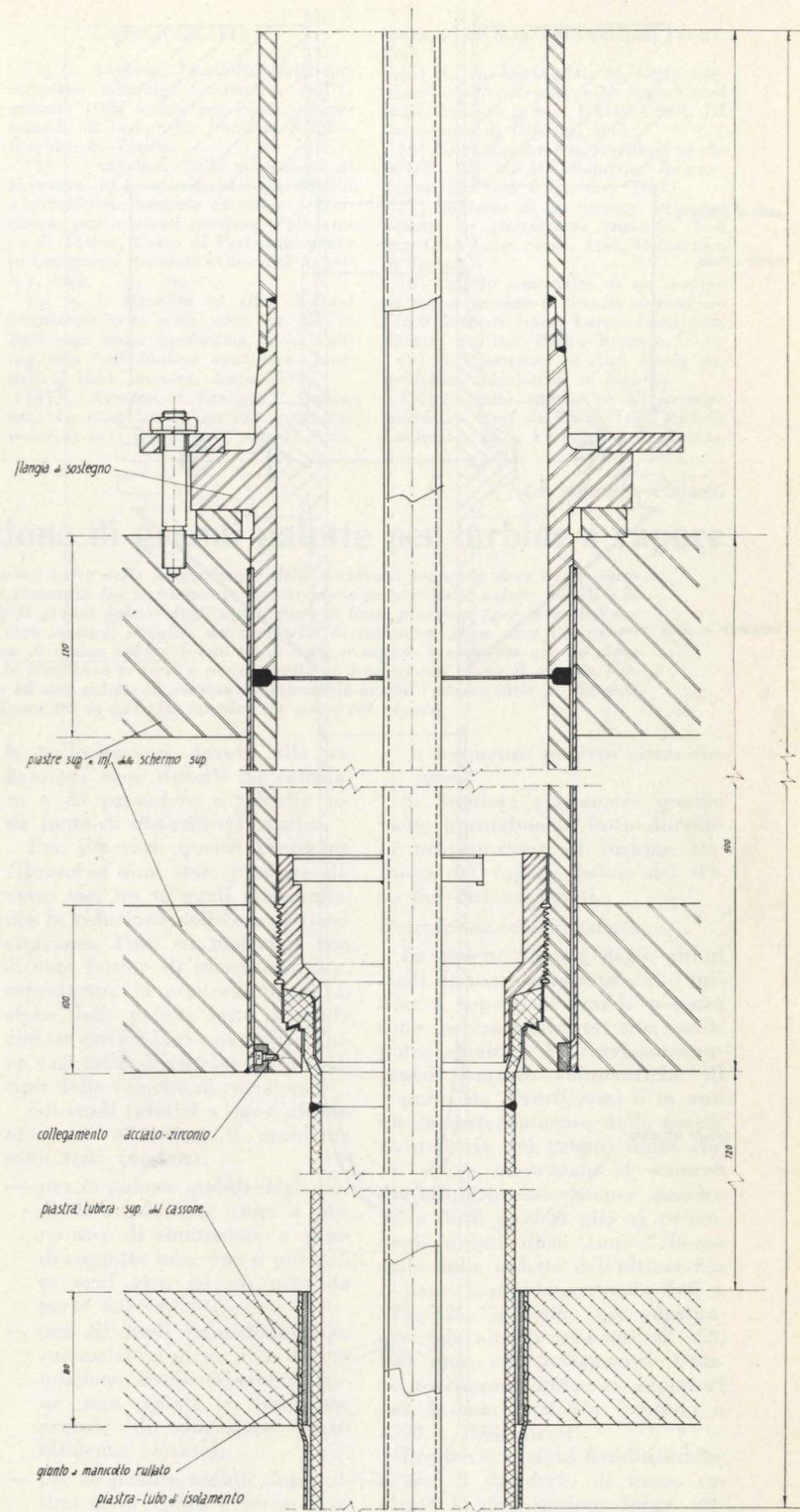


Fig. 10.

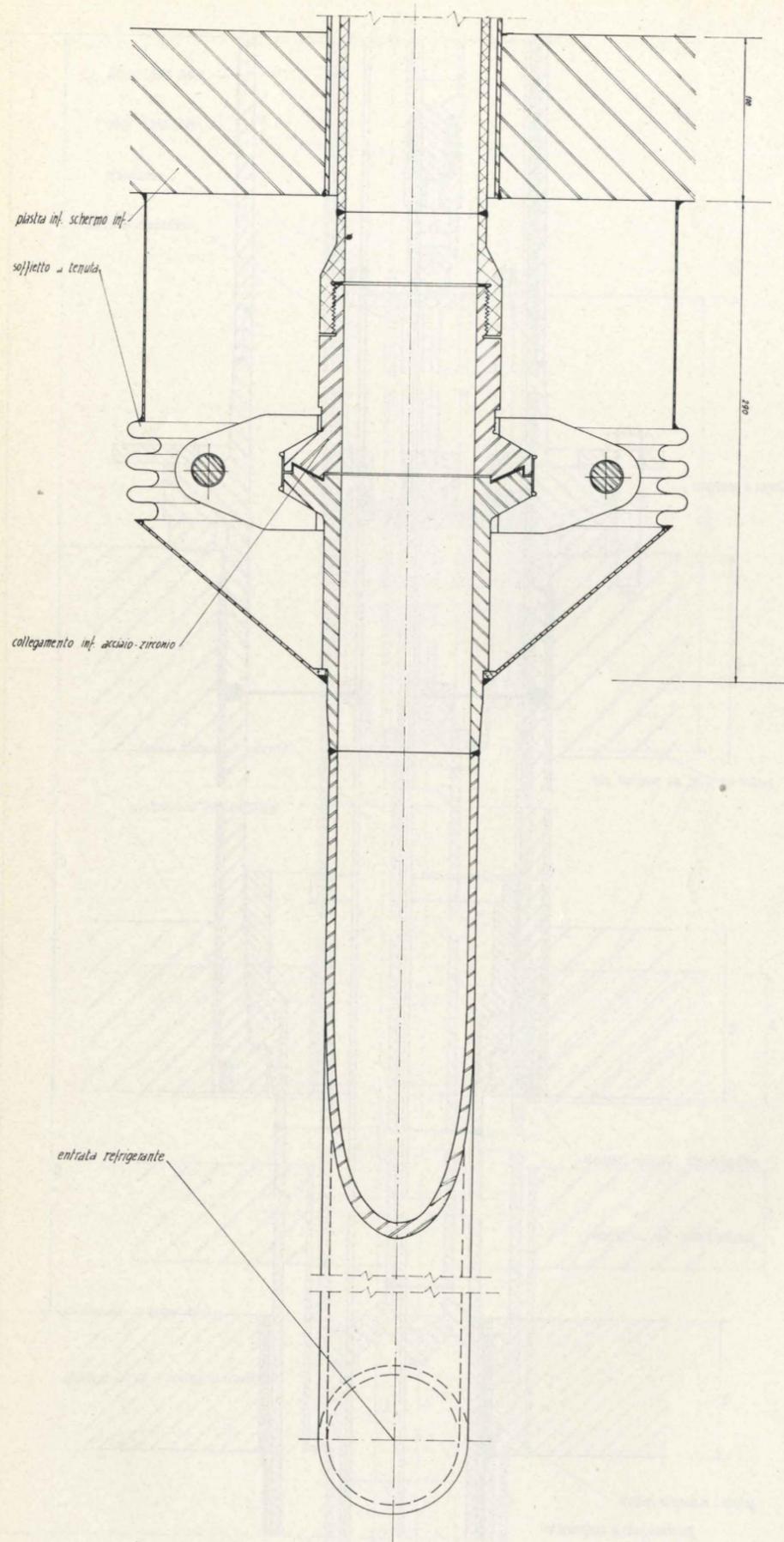


Fig. 11.

Naturalmente le temperature di surriscaldamento non potrebbero essere molto elevate, comunque ben distanti da quelle che si ottengono negli impianti tradizionali o in quelli nucleari di tipo più avanzato, e il rendimento globale dell'impianto non potrebbe non risentirne.

Si potrebbe pensare alla possibilità di surriscaldare il vapore del reattore stesso, come avviene per es. nella già citata Centrale Sovietica di Beloyarsk, nella quale il vapore prodotto nel circuito secondario viene introdotto nuovamente nel reattore, in speciali tubi in pressione all'uopo studiati.

In questo caso, naturalmente, per non correre il rischio che la rottura di uno degli elementi surriscaldatori comprometta il funzionamento di tutti i circuiti, gli elementi stessi dovrebbero essere studiati in modo particolare, e il numero e distribuzione tale da costituire raggruppamenti individuali ed intercettabili.

Come si è già accennato si potrebbe anche (volendo approfittare delle zone ad alto flusso neutronico, come quelle del centro del reattore) destinare a quelle zone circuiti singoli a circolazione forzata.

In questo modo la quantità di calore estraibile diverrebbe grandissima, e si potrebbe consentire alle altre zone del reattore un flusso neutronico più alto del consueto.

#### Regolazione e sicurezza.

Come in altri reattori moderati ad acqua pesante la regolazione potrebbe avvenire mediante variazioni del livello del moderatore. Si evita quindi la presenza di numerose barre di controllo con la loro azione di disturbo dell'andamento del flusso neutronico, e si eliminano altrettante ragioni di complicazioni meccaniche e di incremento di costo.

Si prevede l'applicazione di un limitato numero di barre di sicurezza e di emergenza, unitamente a un dispositivo di vuotamento rapido dell'acqua pesante.

#### Circuiti ausiliari.

Oltre agli impianti di depurazione e trattamento dell'acqua e agli analoghi servizi ausiliari ca-

ratteristici di ogni reattore nucleare questo impianto dovrà prevedere un circuito di raffreddamento dell'acqua pesante del moderatore.

Il basso valore di tale temperatura non consente in genere di recuperare questa frazione dell'energia prodotta del reattore, che costituisce quindi in definitiva una perdita per l'impianto, valutabile al 6 % del totale.

Carlo Arneodo  
Straordinario di Impianti Nucleari  
nel Politecnico di Torino  
già assistente del Prof. Capetti

L'Autore desidera ringraziare vivamente l'ing. Renato Lazzarini per l'aiuto ed i consigli ricevuti.

#### BIBLIOGRAFIA

- [1] C. ARNEODO, *Possibilità della circolazione naturale*, Conferenza dell'11 gennaio 1965, tenuta per conto del Seminario di Ingegneria Nucleare del Politecnico di Torino.
- [2] C. ARNEODO, *Sulle condizioni di sicurezza di funzionamento nei circuiti a circolazione naturale ed acqua pressurizzata per impianti nucleari*, Politecnico di Torino, Corso di Perfezionamento in Ingegneria Nucleare «Giovanni Agnelli», 1961.
- [3] O. J. MENDLER ed altri, *Natural circulation tests with water at 800 to 2000 psia under nonboiling, local boiling, and bulk boiling conditions*, Journal of Heat Transfer, August 1961.
- [4] C. ARNEODO, S. CARUSO, P. GREGORIO, *An investigation on the instability occurring in a pressurized, natural circu-*

lation, water loop, Politecnico di Torino, 1965.

[5] N. A. DOLLEZHAL ed altri, *Uranium-Graphite Reactor with Superheated High Pressure Steam*, P/2139 USSR, III Conferenza di Ginevra, 1965.

[6] *Some Engineering problems of the SGHW 100 MW(t) Prototype Reactor*, A/cont 28/P/143 O.K., may 1964.

[7] *Impianto di un reattore ad acqua pesante in circolazione naturale*, Tesi Ing. Gian Luigi Sacco, 1964, Politecnico di Torino.

[8] *Calcolo neutronico di un reattore ad acqua pesante e circuiti singoli con l'IBM 7090 di Ispra*, Lavoro, non pubblicato, dell'Ing. Pietro Romano.

[9] B. PERSHAGEN ed altri, *Heavy water lattice calculations in Sweden*.

[10] *Progetto meccanico di reattore multiloop*, Tesi di laurea Ing. Michele Cardinale, 1965, Politecnico di Torino.

Ad Antonio Capetti

## Le frequenze di vibrazione di grandi palette per turbine a vapore

FEDERICO VILLA illustra come nel corso della progettazione delle turbine a vapore si deve avere particolare cura affinché sia evitata la risonanza fra le frequenze di vibrazione proprie delle palette mobili e le possibili cause di eccitazione. Per le grandi palette degli ultimi stadi di bassa pressione (per le quali l'esame è qui limitato) le frequenze sono multipli semplici della velocità di rotazione. Dopo aver descritto i vari modi di vibrare di un gruppo di queste palette legate fra di loro, si espone brevemente quanto viene normalmente fatto per calcolare le frequenze proprie e per controllarne i valori con prove di officina. Viene allegato il diagramma relativo ad una palette di recente progettazione avente l'altezza utile di 850 mm, la quale figura tra le più alte attualmente usate nel mondo.

Allo stesso modo in cui i progettisti di macchine rotanti in genere hanno dovuto evitare di far funzionare le macchine in prossimità delle frequenze critiche flessionali e torsionali o di loro sottomultipli, i costruttori di turbine a vapore hanno dovuto affrontare analoghi problemi di vibrazione delle palette giungendo il più delle volte a soluzioni del tutto simili.

Nella progettazione delle turbine a vapore, le sollecitazioni delle palette costituiscono un problema della massima importanza, perché le palette sono il cuore delle turbine e la loro ininterrotta integrità è fattore essenziale per la continuità dell'esercizio.

Le più importanti forze che causano sollecitazioni nelle palette sono le forze centrifughe, la spinta del vapore e le vibrazioni delle palette. Le prime, sovente molto grandi, sono di natura statica e possono essere calcolate con precisione e non rappresentano per il progettista un problema eccessivamente severo. Parimenti la spinta del vapore è di tipo statico e genera sollecitazioni ancora più piccole di quelle dovute alle forze centrifughe. Invece

le sollecitazioni dovute alle vibrazioni sono difficili da calcolare o da prevedere e talvolta sono fonte di disturbi ed avarie.

Per superare questo problema vibratorio sono state adottate diverse vie, fra le quali menzioniamo la riduzione delle cause di eccitazione, l'uso di materiali con elevato fattore di smorzamento e, soprattutto, la accurata progettazione delle palette fatte in modo che sia evitata la risonanza tra i loro vari modi di vibrare con i multipli della velocità di rotazione.

Gli studi relativi a quest'ultimo modo di affrontare il problema sono stati condotti:

- per le palette mobili degli stadi di regolazione (non a pieno arco di ammissione e quindi soggette una, due o più volte ogni giro ad un urto da parte del vapore);
- per gli stadi immediatamente successivi (a pieno arco di ammissione, livelli di sollecitazione non spinti e frequenze proprie di vibrazione sensibilmente elevate);
- per le palette mobili degli ultimi stadi (pure a pieno arco di ammissione, ma con livello di sollecitazione più spinto

e frequenze proprie meno elevate).

Si desidera riassumere quanto viene normalmente fatto durante la progettazione di turbine con flusso del vapore assiale nel terzo dei casi ora citati.

#### Descrizione delle palette

Le palette mobili degli ultimi stadi di bassa pressione delle turbine a vapore di grande potenza sono necessariamente alte, onde poter smaltire le corrispondenti grandi portate volumetriche di vapore. Da diversi anni è in atto un costante aumento della potenza unitaria dei gruppi senza che ne venga aumentato il numero dei cilindri, cosicché per macchine a 3000 o 3600 giri al primo, negli ultimi dieci anni l'altezza utile delle palette dell'ultima fila è passata rapidamente da 500 a 575, 625, 700 mm. per raggiungere gli attuali massimi di 850, 900 mm. ed, ovviamente, altezze corrispondentemente superiori per le macchine che ruotano a 1500 o 1800 giri/l'.

Per ovvie ragioni fluidodinamiche e per il desiderio di avere costante la circuitazione lungo tutta l'altezza, le palette risultano fortemente svergolte. Per ragio-

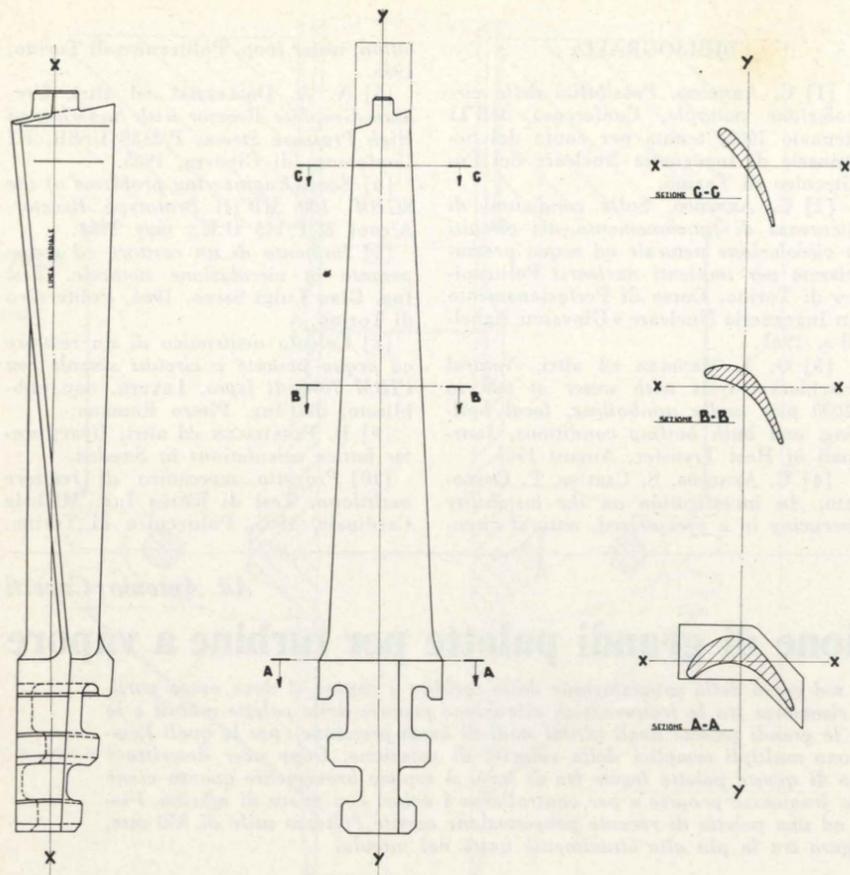


Fig. 1 - Paletta mobile svergolata e rastremata per stadi di B.P. di turbine a vapore.

ni di resistenza meccanica le palette debbono essere fortemente rastremate.

Il disegno della fig. 1 mostra una paletta con le sezioni alle varie altezze. L'attacco al rotore è del tipo a doppio T, circonferenziale. Le fotografie delle figg. 2a e 2b mostrano una paletta ancora più alta, con attacco a tre coppie di denti rastremati e arcuati e con introduzione all'incirca assiale.

Quasi tutti i costruttori sogliono legare le palette a piccoli gruppi mediante piattine all'estremità o mediante fili o piccioli di legatura in uno, due o tre punti intermedi. Con l'adozione dello stampaggio delle palette fatto in modo da ottenerne già finito il profilo finale, i piccioli di legatura sono pure ottenuti di pezzo e la loro reciproca saldatura eseguita quando le pale sono già montate sul rotore non altererà le caratteristiche meccaniche del materiale della paletta.

#### I vari modi di vibrare

In fase di progettazione, dapprima vengono abbozzati i profili

alle varie altezze in base alle necessità fluidodinamiche, successivamente viene iniziata la verifica delle sollecitazioni meccaniche nelle varie sezioni ed alla radice ed infine viene effettuato il calcolo delle frequenze di vibrazione della pala singola e legata, per velocità di rotazione, sia nulla, sia eguale alla velocità normale di funzionamento. Il progetto viene man mano affinato in relazione ai risultati delle calcolazioni.

Il calcolo delle frequenze proprie di vibrazione tiene conto dei seguenti modi di vibrare:

- a) come paletta singola:
  - secondo il minimo momento di inerzia, senza nodi o con uno o con due nodi;
  - secondo il massimo momento d'inerzia;

b) per le palette riunite in gruppo (vedere figg. 3 e 4):

1° modo - Il pacchetto oscilla all'incirca secondo il minimo momento di inerzia della sezione di base delle palette componenti. Questo modo di vibrare è anche detto « tangenziale », perché l'oscillazio-

ne del pacchetto avviene in un piano all'incirca perpendicolare all'asse della macchina.

2° modo - Il pacchetto oscilla all'incirca secondo il massimo momento di inerzia della sezione di base delle palette componenti. Questo modo di vibrare è chiamato « assiale » perché l'oscillazione del pacchetto avviene secondo l'asse della macchina.

3° modo - Le palette componenti il pacchetto oscillano secondo il massimo momento di inerzia della sezione di base, solo che, mentre una parte di esse oscilla in un senso, la restante parte oscilla nel senso opposto. In altre parole, le cose vanno come se il pacchetto fosse sottoposto a torsione. Per tale ragione, questo modo di vibrare è anche chiamato « torsionale ».

4° modo - Le palette componenti il pacchetto oscillano all'incirca secondo il minimo momento di inerzia della sezione di base, ma a differenza del primo modo di vibrare, esse presentano un nodo di vibrazione verso la zona di cima.

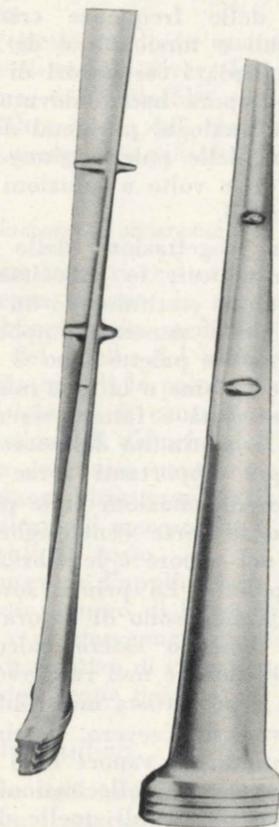


Fig. 2a - Paletta di turbina a vapore con attacco arcuato.

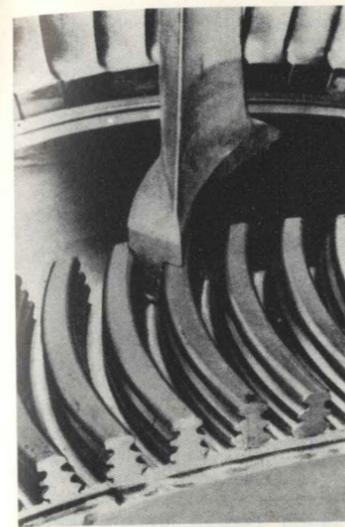


Fig. 2b - Palette di turbine a vapore con radice arcuata introdotta in cave assiali praticate sul mantello del disco o dell'albero.

Inoltre, le palette del pacchetto possono anche oscillare non in concordanza di fase, per cui si possono avere varie combinazioni del quarto modo di vibrare.

#### La causa di eccitazione

La causa principale di eccitazione delle vibrazioni delle palette è dovuta al vapore stesso, in quanto il flusso in un dato punto non è costante nel tempo e, soprattutto per le palette mobili, varia da punto a punto durante la rotazione.

Le cause principali della variazione del flusso di vapore vanno ricercate nelle palette fisse che precedono la fila mobile in esame, entrate di vapore poste lungo la circonferenza, estrazioni di vapore pure poste lungo la circonferenza, disuniformità di progetto delle parti fisse dovute alla presenza del piano di unione orizzontale, costole di irrigidimento poste nelle parti fisse, imprecisioni di costruzione, variazioni di flusso a valle etc. Ovviamente, i costruttori cercano di ridurre al minimo possibile le cause di disturbo.

Altre cause di eccitazione sono quelle meccaniche dovute a vibrazioni flessionali, assiali e torsionali del rotore o del disco su cui le pale sono montate, quali per esempio vengono indotte sul rotore di una turbina di un turboalternatore causate da irregolarità della coppia frenante del generatore elettrico.

Data la loro complessità, sinora non sono stati eseguiti studi approfonditi sul valore delle forze eccitanti. Si sa solo che la loro frequenza è un multiplo della frequenza di rotazione e che il valore massimo di ciascuna forza eccitante decresce al crescere della frequenza.

#### Le frequenze proprie di vibrazione delle palette

A causa della loro notevole lunghezza, risulta che le frequenze proprie delle palette mobili di bassa pressione per turbine a vapore di grande potenza hanno valori dello stesso ordine di grandezza della frequenza di rotazione (50 Hertz) e dei suoi multipli più vicini. Non potendo conoscere, almeno sinora, il valore delle forze eccitanti nelle più avverse condizioni di funzionamento e progettare palette che pur in risonanza non raggiungano sollecitazioni pericolose, il progettista preferisce far sì che siano evitate risonanze, perché appunto le giudica pericolose.

Certamente non è agevole il calcolo vibratorio per un sistema di alcune palette rastremate, svergole legate a gruppi tra di loro anche due o tre volte lungo l'altezza e soggette a forze centrifughe considerevoli; i costruttori hanno dovuto affinare i loro sistemi di calcolo in base ai risultati di prove condotte su palette analoghe.

Col calcolo, oggi reso più agevole e rapido con l'uso dei calcolatori elettronici, si ottengono le frequenze proprie di vibrazione per macchina ferma, indicate con A, B, C e D nel diagramma di fig. 5, e pure col calcolo si ottengono le frequenze A', B', C', D' per palette soggette alle forze centrifughe corrispondenti alla velocità nominale di rotazione. È possibile allora tracciare appunto il diagramma di fig. 5, dal quale risulta che, per il caso illustrato, le quattro frequenze A', B', C' e D' sono sufficientemente lontane da risonanze.

Ingrandendo il diagramma in ciascuno di questi quattro punti, si ottengono dei diagrammi parziali come quello di fig. 6, (eseguito per il secondo modo di vibrare), nei quali risulta tratteggiata l'area all'incirca romboida-

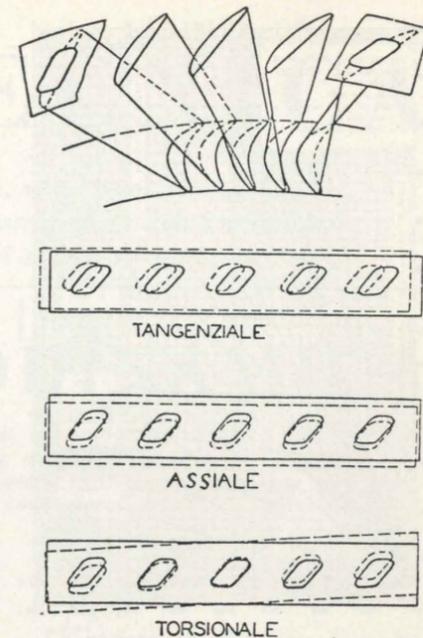


Fig. 3 - Primi tre modi di vibrare del pacchetto di palette; primo modo (tangenziale), secondo modo (assiale), terzo modo (torsionale).

le contenente tutte le possibili condizioni di frequenza propria di vibrazione quando siano portate in ordinate le variazioni dovute a imprecisione di costruzione (nella fig.  $\pm 3$  Hertz) e nelle ascisse gli scostamenti dalla velocità di rotazione nominale (nella fig.  $+30$  e  $-120$  giri/1' corrispondenti per un turboalternatore a funzionamento fra 48 e 50,5 Hertz).

Risulta immediata la necessità che i calcoli siano ben aderenti alla realtà e la costruzione molto accurata. Allo scopo di non correre alee nei casi più importanti si è soliti controllare su modello al vero le frequenze A B C D mediante prove dette stazionarie e le frequenze A' B' C' D' mediante prove rotanti.

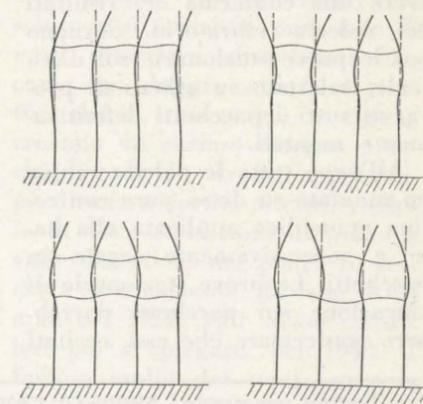


Fig. 4 - Quarto modo di vibrare del pacchetto di palette e sue varianti.

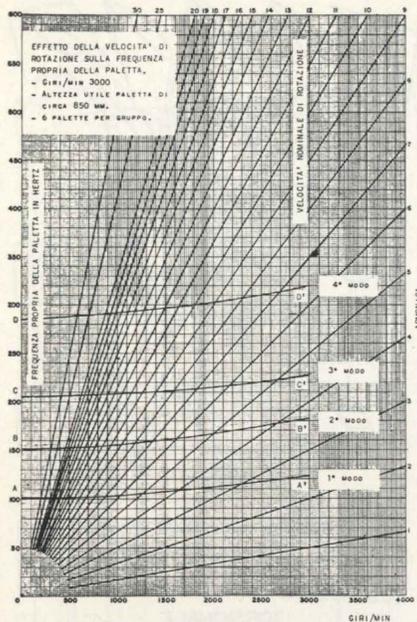


Fig. 5 - Diagramma delle frequenze proprie di oscillazione dei pacchetti di palette in funzione della velocità di rotazione della turbina.

### Le prove stazionarie

Vengono ricercate le frequenze proprie di vibrazione della palette singola e del pacchetto, montati su blocco di prova. Il blocco viene saldato tutto intorno ad una robusta placca. A sua volta il plateau è montato su molle cedevoli, al fine di isolare il sistema elastico da qualsiasi disturbo.

Alla radice delle palette viene applicata una resina epossidica al fine di realizzare alla base la condizione di incastro perfetto anche in mancanza delle forze centrifughe. Le palette, e relative legature, vengono curate nei più minuti particolari, in modo da riprodurre esattamente le condizioni di progetto e di calcolo vibratorio.

Alle prove stazionarie su blocco di prova si dovrebbe pertanto avere una conferma dei risultati del calcolo vibratorio. Seguono poi le prove stazionarie sul disco reale, calettato su albero di prova, di tutti i pacchetti definitivamente montati.

All'uopo tutte le palette vengono montate su disco pure con resina epossidica applicata alla base e successivamente legate in pacchetti. Le prove stazionarie di vibrazione sui pacchetti dovrebbero confermare che essi, eccitati

da un vibratore, vibrano tutti con le stesse frequenze di oscillazione o con frequenze di poco discoste fra pacchetto e pacchetto, e che i valori delle loro frequenze di oscillazione, tenuto naturalmente conto della flessibilità del disco, tendono ai valori ottenuti su blocco di prova per il pacchetto singolo.

### Le prove rotanti

Per l'esecuzione di queste prove viene preparato un disco con montate tutte le palette, legate a gruppi. Alla prima ed all'ultima di ciascun gruppo vengono applicate delle bandellette estensimetriche che serviranno per il rilievo delle frequenze di vibrazione. Le bandellette estensimetriche vengono poi collegate con un collettore con contatti striscianti. Il disco palettato e relativo albero di prova vengono poi montati in un cilindro di prova sotto vuoto e mantenuti in rotazione per mezzo di una turbina alle varie velocità desiderate, e le palette vengono eccitate mediante un getto di vapore a circa 2 atm.

Anche le prove rotanti dovrebbero confermare i risultati del calcolo, soprattutto circa l'influenza della forza centrifuga e della flessibilità del disco in rotazione.

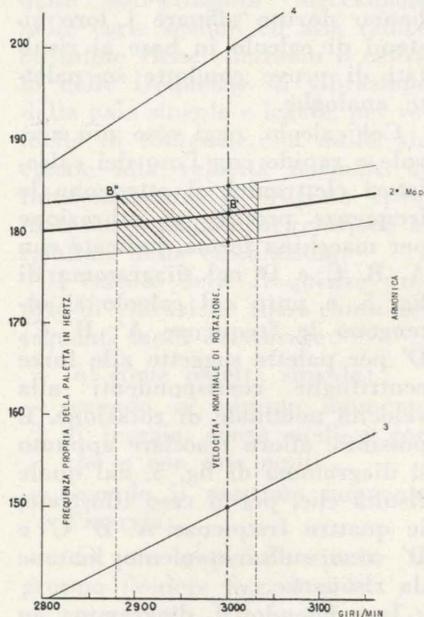


Fig. 6 - Campo di frequenze possibili per il secondo modo di vibrare delle palette di fig. 5. Il margine del punto B'' rispetto alla risonanza è di circa 8 Hertz.

Sono in corso di perfezionamento altri sistemi di rilievo delle frequenze e ampiezze di vibrazione senza contatti striscianti con trasmissione dei dati a mezzo onde radio o apparecchiature ad induzione elettromagnetica.

Federico Villa  
Franco Tosi S.p.A.

### BIBLIOGRAFIA

- [1] *A method for Calculating Vibration Frequency and Stress of a Banded Group of Turbine Buckets*, by M. A. PROHL, ASME Paper N. 56-A-116.
- [2] *Tangential Vibration of Steam Turbine Buckets*, by W. CAMPBELL and W. C. HECKMAN, Trans. ASME, vol. 47, 1925, pp. 643-671.
- [3] *Steam Turbine Blading*, by R. C. ALLEN, Trans. ASME, vol. 62, 1940, pp. 689-710.
- [4] *Vibration of Marine-Turbine Blading*, by R. W. NOLAN, Trans. ASME, vol. 72, 1950, pp. 439-446.
- [5] *Turbine Blade and Wheel Vibration*, by J. REEMAN, General Electric Company Journal (London), vol. 18, 1951, pp. 179-193.
- [6] *Turbine-Blade Vibration and Strength*, by W. E. TRUMPLER JR. and H. M. OWENS, Trans. ASME, vol. 77, 1955, pp. 337-341.
- [7] *Zur Frage der Gefährlichkeit von Paket oder Einzelschwingungen Bandagierter Turbinenschaufeln*, by H. J. THOMAS, Konstruktion, vol. 8, n. 1, 1956, pp. 6-15; vol. 8, n. 2, 1956, pp. 54-59.
- [8] *Vibration of Turbine Blades in Packets*, by D. M. SMITH, Proceedings of the Seventh International Congress for Applied Mechanics, vol. 3, 1949, pp. 178-192.
- [9] *Turbine-Blade Vibration Due to Partial Admission*, by R. P. KROON, Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, vol. 62, 1940, pp. 1-161-A-165.
- [10] *The Vibration of Rotating, Tapered-Twisted Beams*, by G. W. JARRETT and P. C. WARNER, Trans. ASME, vol. 75, 1953, pp. 381-389.
- [11] *High-Frequency vibration of steam-turbine buckets*, by F. L. WEAVER and M. A. PROHL, Trans. ASME January, 1958, pp. 181-194.
- [12] *How to lick turbine-bucket vibrations*, by W. J. CARUSO-POWER, April 1965, pp. 80-83.
- [13] *Measurement of blade vibration in a steam turbine under load*, by R. F. RISSONE and H. L. BURROUGHS, the Engineer, January 1964.
- [14] JONES, D. H., *Multi-Channel Contactless Telemetering System for Vibration Studies on Steam Turbine Blades*, International Telemetering Conference, September 1963.
- [15] FREDERICK, C. L., *Aircraft Instruments for Radio-telemetering and Television-telemetering*, Proc. SE-SA, vol. 4, n. 2, pp. 103-121, 1947.

Direttore responsabile: **AUGUSTO CAVALLARI-MURAT**

Autorizzazione Tribunale di Torino, n. 41 del 19 Giugno 1948

STAMPERIA ARTISTICA NAZIONALE - TORINO