

1949 - luglio - agosto

5

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 che fisse non impegnano in alcun modo la Società degli Ingegneri e degli Architetti in Torino



Note sulla Tecnica attuale delle Macchine Termiche

M A C C H I N E T E R M I C H E

Proseguendo nel suo programma dei fascicoli ad indirizzo unitario, il Comitato di Redazione degli «Atti» dedica questo numero alle macchine termiche.

Non è un trattato sintetico, che, racchiudendo in poche pagine una materia tanto vasta non avrebbe potuto riuscire se non estremamente schematico e superficiale, ma una raccolta di note, varie piuttosto che diseguali, che vanno dall'informazione più aggiornata sullo stato attuale di talune categorie di macchine, come i motori ad aria calda (CODEGONE), o sulle tendenze costruttive di altri, come i motori da automobile (GIACOSA), i Diesel marini (FILIPPINI), e sui metodi di prova (MANINI), alla relazione di risultati conseguiti negli impianti di turbine a vapore a ricupero, opportunamente regolati (ROSSI), ed alle ricerche personali nel campo delle turbine a gas (JARRE) e dei compressori a stantuffo (FERRARO BOLOGNA).

A questa raccolta abbiamo creduto potesse essere utile premettere un rapido cenno sulla evoluzione e sulle prospettive delle varie specie di macchine, e più in particolare di motori termici.

Uno sguardo panoramico alla loro storia fa vedere per circa un secolo il dominio pressochè incontestato della «macchina a vapore», cioè del motore alternativo a vapore d'acqua, capace di azionare opifici, locomotive, navi con ottima elasticità di prestazione e sicurezza di funzionamento, ma con rendimenti assai scarsi.

Alla fine del secolo scorso quasi contemporaneamente si affermavano altri tre tipi di motori termici: il motore leggero «a scoppio», cioè a combustione interna a carburazione liquida; la turbina a vapore; il diesel pesante.

Il primo, che si può dire fosse da oltre trent'anni in incubazione, specie per i precedenti motori a gas di varia fortuna, non fu, nonostante la sua enorme diffusione, un concorrente, ma piuttosto un complemento della macchina a vapore, poichè la delicatezza dei suoi organi, l'alto prezzo del combustibile (benzina) e viceversa la sua estrema semplicità d'impianto e la sua adattabilità alle più piccole potenze, gli riservarono il campo dei trasporti automobilistici, aeronautici e motonautici, dove quella non aveva avuto successo e che solo da questo furono resi possibili.

Nemmeno l'avvento della turbina a vapore compromise seriamente la diffusione delle macchine alternative, poichè la sua superiorità, specie in un primo

tempo, si manifestò solo nelle unità di grande potenza e negli impianti a condensazione. La turbina si sostituì quindi senz'altro al motore alternativo in quei casi, come centrali termoelettriche e propulsione di navi di notevole importanza, dove esso è stato esteso artificiosamente con costruzioni macchinose, o non aveva potuto addirittura essere preso in considerazione, ma non esercitò vera concorrenza in altri campi, come ad es. in quello delle navi minori e ancor più in quello delle locomotive, dove alle ragioni della potenza limitata si aggiunge la difficoltà di attuare la condensazione.

Il colpo più grave fu invece inferto alla macchina a vapore dall'avvento del «nuovo motore razionale» di R. Diesel, 55 anni or sono, poichè partecipando della stessa natura di macchina volumetrica, lenta e pesante, il «diesel» si trovava assegnato all'incirca lo stesso dominio di applicazione, mentre presentava spiccatissimo, oltre ai vantaggi comuni ad altre categorie di motori a combustione interna, quello di usare un combustibile solo di poco più pregiato, o addirittura, recentemente, eguale a quello delle caldaie a vapore, utilizzandolo con rendimento quasi doppio.

Così il motore a vapore cessò praticamente dall'esser costruito sia per il comando di opifici, impianti di sollevamento ecc. dove del resto veniva soppiantato spesso anche dai motori elettrici, sia nelle navi. Oggi, all'infuori delle locomotive, dove pure tuttavia la concorrenza del diesel con trasmissione elettrica diventa sempre maggiore, si può dire che la macchina a vapore alternativa sia confinata nel campo di certe piccole costruzioni speciali, come macchine da cantiere, verricelli navali, qualche pompa.

Un'altra tappa importante nella storia dei motori termici è stata segnata vent'anni fa dalla messa a punto del piccolo motore diesel ad iniezione meccanica, veloce e relativamente leggero. Esso soppiantò rapidamente e completamente, almeno in Europa, il motore a benzina negli autocarri, autobus, automotrici e motoscafi medi, per il minor costo del gasolio che brucia e per il miglior rendimento con cui lo brucia. Parve anzi ad un certo momento che tutti i motori a benzina fossero destinati a soccombere sotto l'assalto del nuovo concorrente, ma in realtà l'estrema leggerezza richiesta dagli aviomotori e le minime cilindrate richieste dalle autovetture e dai minori mezzi di trasporto, non trovarono finora risposta soddisfacente nel campo dei diesel, e gli uni e le altre,

salvo eccezioni, rimasero dominio esclusivo del motore a carburazione.

E arriviamo a quella che a molti è apparsa come una delle più affascinanti rivelazioni tecniche dell'ultima guerra: la turbina a gas.

Partecipe delle qualità delle turbomacchine e quindi come la turbina a vapore poco conveniente per le piccole potenze, sembra che nemmeno da essa abbiano a temere i motori alternativi a carburazione delle autovetture; sembra pure che potranno resistere vittoriosamente alla sua concorrenza gli aviomotori a carburazione di potenza piccola e media (fino ai 1000 cavalli) destinati ad apparecchi non molto veloci, in quanto di esercizio più economico a parità di peso d'impianto.

Completamente sostituiti da turbine a gas sono invece fin d'ora i motori di comando dei reattori, apparecchi che anzi non hanno potuto affermarsi fino a che non hanno potuto disporre del nuovo tipo di motore.

Sembra certo che la turbina a gas eliminerà a poco a poco il grande motore diesel, ripetendo l'epilogo della lotta avvenuta trent'anni prima fra macchine alternative e turbine nel campo del vapore.

Più difficili sono le previsioni di ciò che potrà accadere nella gara già iniziata fra turbine a vapore e turbine a gas, poichè le une e le altre possono vantare loro specifici vantaggi. Pensando che gli impianti a vapore sono ormai arrivati pressochè al limite della

loro possibilità di perfezionamento, mentre quelli a gas sono soltanto agli inizi, e pur lasciano intravedere più ampie varietà di combinazioni e altezze di rendimenti superiori agli stessi diesel, si dovrebbe concludere con un pronostico a favore della turbina a gas. Non per questo scompariranno le turbine a vapore, come del resto nessuno dei tipi di motori che abbiamo ricordato, e di altri minori che abbiamo tralasciato di ricordare, è scomparso. Anch'esse verranno confinate in un più ristretto campo d'applicazione, come quello degli impianti a ricupero, la cui diffusione è da augurarsi si attui in sempre maggior scala a vantaggio dell'economia dei combustibili.

Finora abbiamo limitato il nostro sguardo panoramico ai motori termici: macchine termiche sono però anche i compressori di gas, usati sia come generatori termici nelle pompe di calore, sia come macchine operatrici per la fornitura di gas compressi.

In questo campo la grande « novità » dell'ora è il compressore multiplo assiale, reso attuale soprattutto dalle turbine a gas, di cui è inscindibile complemento: esso appare destinato a soppiantare il compressore multiplo centrifugo negli impianti dove si esigono i maggiori rendimenti, mentre il compressore a stantuffo, a più stadi inter-refrigerati, con particolari tecnici poco variati da alcuni decenni, continua a dominare nel campo delle altissime pressioni.

Antonio Capetti

Due prossimi fascicoli di carattere monografico saranno dedicati ad:

*“Informazioni sull'acustica architettonica,,
e
“Illuminazione e segnalazioni elettriche,,*

1° CONGRESSO DELL'ASSOCIAZIONE INTERNAZIONALE PER LE DISTRIBUZIONI DELL'ACQUA AD AMSTERDAM, DAL 19 AL 24 SETTEMBRE p. v.

Scopo dell'Associazione, costituitasi nel 1947 per iniziativa dell'Inghilterra, della Francia, dell'Olanda e degli Stati Uniti d'America, è di promuovere lo studio dei problemi tecnici, legali ed amministrativi riguardanti le distribuzioni di acqua per uso potabile, agricolo ed industriale, e di favorire i contatti fra le persone ed Enti interessati a tali problemi.

Hanno già manifestato il loro interesse a tale iniziativa: il Belgio, il Lussemburgo, l'Argentina, l'Australia, il Canada, il Chili, la Danimarca, l'Eire, il Messico, la Nigeria, la Svizzera.

Nel primo Congresso verranno trattati i seguenti argomenti:

1) Argomenti di carattere generale.

- a) Relazioni pubbliche;
- b) Disposizioni adottate da Amministrazioni Pubbliche per migliorare l'approvvigionamento idrico dei centri rurali;
- c) Consumo domestico ed industriale di acqua fornita da Servizi pubblici; suo passato e suo sviluppo futuro.

2) Argomenti di carattere speciale.

- a) Sterilizzazione delle condotte idriche dopo la loro posa e riparazione;
- b) Determinazione delle norme sui risultati batteriologici, fisici e chimici dell'esame delle acque potabili;

- c) Rivestimento esterno ed interno delle tubazioni;
- d) Costruzione ed impiego dei filtri rapidi a gravità ed a pressione;
- e) Conservazione e protezione delle acque sotterranee tanto dal punto di vista tecnico che legale;
- f) Nomenclatura tecnica nei riguardi dell'approvvigionamento idrico.

Il Comitato di organizzazione del Congresso invierà a tutti gli Enti e persone interessate a tali discussioni, l'invito a partecipare al Congresso stesso, trasmettendo loro, tempestivamente, copie delle relazioni sugli argomenti che verranno discussi.

Per maggiori chiarimenti gli interessati potranno rivolgersi al Dr. Ing. Mario Folina, Presidente di Sezione del Consiglio Superiore dei Lavori Pubblici, presso il Ministero dei LL. PP. - Roma.

A) Motori alternativi a combustione interna

Progresso e posizione attuale del motore Diesel di medie e grandi dimensioni

1. Cicli in uso e loro campi di applicazione.

La polemica tra fautori ad oltranza dell'uno o dell'altro ciclo è ormai spenta e salvo eccezioni che confermano la regola, si può dire che nelle applicazioni usuali il motore a 4 tempi è rimasto il padrone nel campo delle piccole potenze e quello a 2 tempi nel campo delle medie e delle grandi. Esiste naturalmente una zona di confine, all'incirca tra i diametri di 250 e 350 mm., dove le due soluzioni coesistono con pregi e difetti pressoché equivalenti.

Simile netta suddivisione era del resto inevitabile perchè se ben si guarda i due cicli sono per così dire complementari: dove col variare del diametro e della velocità di rotazione si attenuano i pregi dell'uno, aumentano quelli dell'altro e lo stesso dicasi per i difetti.

2. Motori a semplice e a doppio effetto.

Questa alternativa — valida solo nel caso del motore a 2 tempi, perchè di motori a 4 tempi a doppio effetto non si parla più da un pezzo — offre tuttora abbondante materia di discussione.

Infatti mentre alcuni Costruttori, considerando gli evidenti pregi di minor peso ed ingombro del doppio effetto, ne vedrebbero volentieri esteso l'uso, altri invece, sensibili piuttosto alle innegabili doti di semplicità del motore a semplice effetto e forse anche ancora un poco timorosi di certi inconvenienti meccanici che in alcuni casi si erano manifestati nel

doppio effetto, ma che risultano da tempo sicuramente eliminati, sono piuttosto scettici.

Quale delle due tendenze è la giusta?

In base alla nostra esperienza — che riteniamo ragguardevole non solo per aver costruito dal 1935 in avanti all'incirca la stessa quantità di motori a semplice e doppio effetto, ma per aver lungamente sperimentato motori a doppio effetto anche di piccolo e di medio diametro (270-450 e 480 mm.) — pensiamo che al momento attuale il motore a doppio effetto offra le stesse garanzie di sicurezza di funzionamento e di facilità di manutenzione di un motore a semplice effetto e che quindi non sussistano più delle ragioni per non estenderne l'uso anche nel campo delle medie potenze. Il suo impiego è poi senz'altro da preferire per le potenze superiori a $4.500 \div 5.000$ HP, non solo perchè si guadagna dal 20 al 30 % nel peso e nella lunghezza della macchina (fig. 1), ma perchè gli equivalenti motori a semplice effetto finiscono di richiedere un numero così elevato di cilindri da perdere proprio quelle caratteristiche di maggior semplicità meccanica e di più facile condotta e manutenzione che si vorrebbero con essi conseguire.

3. Motori con stantuffi tuffanti e motori con testa a croce.

L'impiego degli stantuffi tuffanti, generale per i piccoli diametri fino a $300 \div 350$ mm., va prendendo piede anche per

i diametri medi, fino a circa 600 mm. essendo ormai scomparso ogni dubbio circa il loro regolare comportamento meccanico.

Il motore guadagna abbastanza in altezza (fig. 2), ciò che spesso fa comodo, diviene più semplice e più leggero e quindi meno costoso, ma, come contropartita, i suoi cuscinetti di piede di biella diventano meno accessibili e gli stantuffi stessi, legati come sono alla biella, si smontano con minor facilità. Però il difetto maggiore consiste a nostro parere nel non poter isolare gli stantuffi dalla camera del manovellismo e quindi mentre non si riesce quasi mai ad eliminare del tutto il trascinamento di olio verso l'esterno non si può nemmeno evitare che i residui melmosi di olio e nafta mal bruciati che sciolano dagli stantuffi finiscano di inquinare l'olio in circolazione.

Salvo limitazioni nell'altezza e nel peso, altrimenti insuperabili, sembra quindi preferibile anche oggi il motore con testa a croce, beninteso con parete di separazione sotto ai cilindri, perchè rinunciando a queste prerogative, si perde uno dei più sostanziali vantaggi derivanti dalla presenza della testa a croce.

4. Tipi di distribuzione in uso.

Nel campo dei motori a 4 tempi l'unico tipo di distribuzione adoperato è quello con valvole di aspirazione e di scarico comandate a mezzo di camme.

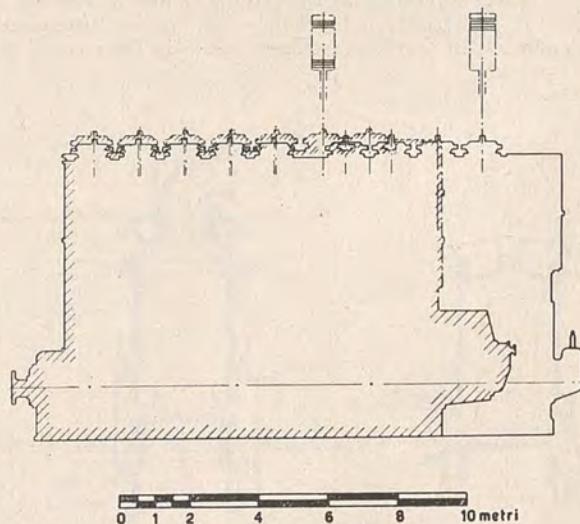
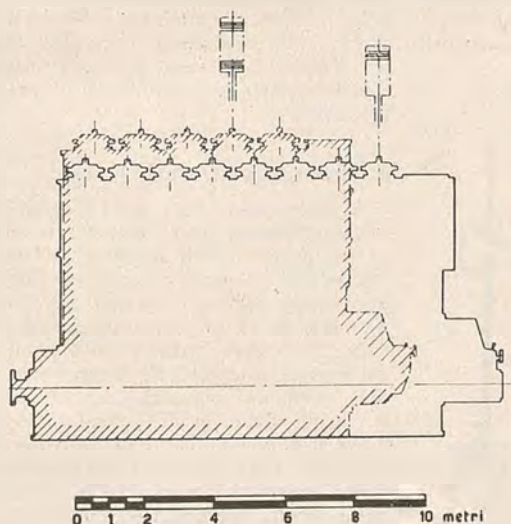


Fig. 1 — Confronto tra gli ingombri di un motore a 8 cil. a semplice effetto e di un motore a 5 cil. dello stesso diametro a doppio effetto aventi ca. la stessa potenza di 5000 HP.

Confronto tra gli ingombri di un motore a 9 cil. a semplice effetto e di un motore a 7 cil. a doppio effetto di diametro più piccolo aventi circa la stessa potenza di 7000 HP.

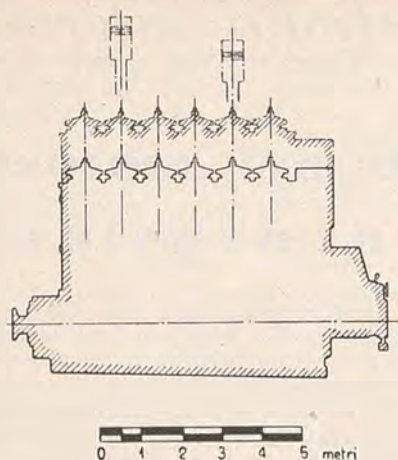


Fig. 2 — Confronto tra gli ingombri di due motori della potenza di 2150 HP a 2 tempi, semplice effetto, dello stesso diametro e corsa, l'uno con stantuffi tuffanti e l'altro con testa a croce.

È un sistema semplice e sicuro, che ha tutta l'aria di essere insostituibile, non avendo mai avuto finora alcun serio concorrente.

Non si possono invece tacciare di uniformità i sistemi di lavaggio e scarico tutt'ora in uso nei motori a due tempi. Trascurando le sottigliezze, li classificheremo in tre categorie e cioè (fig. 3):

a) *Lavaggio e scarico mediante feritoia in corrispondenza del P.M.I.* — È il sistema più semplice che si possa immaginare perchè lo stesso stantuffo fa da organo della distribuzione. Il sistema si presta a numerosissime varianti a seconda della posizione reciproca, del profilo e delle altezze delle feritoie e della presenza o meno di valvole all'ingresso delle luci di lavaggio. I rendimenti sono ormai generalmente ottimi, specie alle basse velocità di rotazione.

Si comprende quindi come questo tipo di distribuzione goda la preferenza della grande maggioranza dei Costruttori.

b) *Lavaggio mediante feritoie al P.M.I. e scarico mediante feritoie (o valvole) al P.M.S. (o viceversa).* — Si ricorre a tale suddivisione dei compiti per rendere il lavaggio unidirezionale, e quindi almeno in teoria più efficace del

precedente. Ciò è in genere vero se le velocità di rotazione sono elevate, ma alle basse velocità a cui funzionano i motori di medio e grande diametro il guadagno è così piccolo che non pare possa compensare la notevole complicazione meccanica e gli altri difetti impliciti nel sistema, come per es. la forma obbligata e spesso poco felice della camera di combustione e la presenza di valvole o di cassetti.

Per questi motivi esso trova applicazione solo presso alcuni Costruttori Scandinavi che vi hanno fatto ricorso, quando, abbandonato il sistema a 4 tempi di cui erano stati assertori ad oltranza, hanno voluto dare un'impronta particolare ai loro motori a due tempi.

c) *Lavaggio con stantuffi contrapposti.* — Realizza in modo teoricamente perfetto, e quindi meglio del tipo precedente, il lavaggio unidirezionale, ma a spese di una tale complicazione meccanica di tutto l'insieme del motore che il sistema, — dopo un breve periodo di voga, all'esordio dei primi motori a due tempi, quando il lavaggio sembrava uno scoglio difficile da superare altrimenti — è rimasto con uno solo fedele, che essendo britannico, tale si conserva forse per connaturato spirito di tradizione.

Questo motore gode di una buona rinomanza, e possiamo accordargliela perchè è il frutto di un paziente lavoro di perfezionamento, ma a che pro valerci ancor oggi di una macchina più alta, larga e lunga delle solite e per giunta con tanti organi in moto e con un albero a manovella estremamente contorto, quando i motori normali vanno almeno altrettanto bene e per di più soddisfano alle esigenze del nostro spirito, teso verso una sempre maggior semplicità, compattezza e leggerezza meccanica? (fig. 4 e 5).

Per la produzione dell'aria di lavaggio si ricorre alle pompe a stantuffo, ai compressori tipo Root e derivati e alle soffianti centrifughe (o assiali) e ciò a seconda dei casi e dei gusti.

La pompa a stantuffo, prestandosi al comando diretto ed essendo idealmente semplice e rustica, gode il maggior favore. Di solito è del tipo a doppio effetto con un solo cilindro, oppure con due in tandem. Quasi sempre la pompa viene sistemata all'estremità prodiera, in linea con il gruppo dei cilindri motori

e riceve il comando da una manovella apposita. (fig. 6).

Qualche costruttore si è orientato di nuovo verso le pompe multiple, messe di fianco ai cilindri motori ed azionate dalle stesse bielle motrici per mezzo di bracci o di bilancieri. Questa disposizione ha il pregio di accorciare il motore e di uniformare la pressione di lavaggio, ma complica e appesantisce il motore e lo rende meno accessibile lungo tutto un fianco.

I compressori tipo Root e derivati, che seguitano ad essere molto usati dai Costruttori Scandinavi, non richiedono spazio in lunghezza, ma oltre ad essere di per se stessi abbastanza macchinosi e difficili da costruire richiedono l'uso di grossi moltiplicatori ed ingranaggi, che costituiscono quanto meno una grossa sorgente di rumore.

Le soffianti centrifughe (o assiali) con comando elettrico, trovano a loro volta una naturale e larga applicazione negli impianti con lavaggio indipendente.

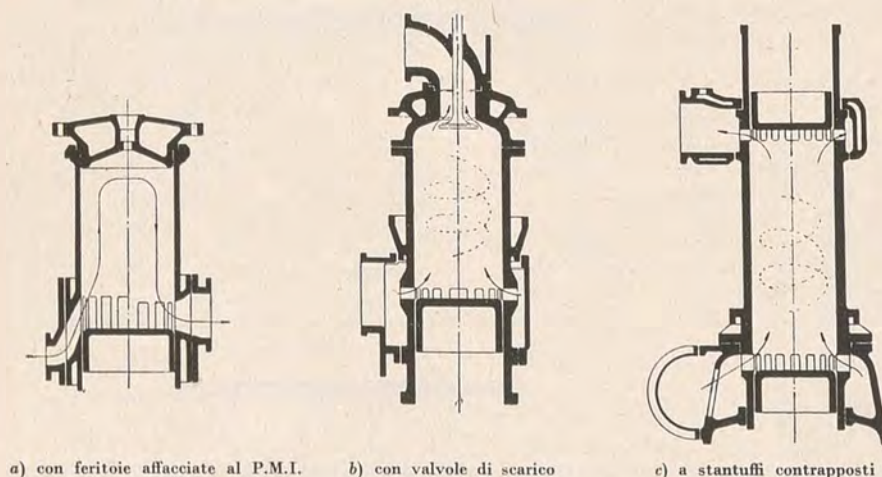
Sono invece abbastanza rari i casi di soffianti di questo tipo azionate direttamente dal motore mediante moltiplicatore, probabilmente perchè i moltiplicatori ad elevato rapporto di trasmissione e di dimensioni notevoli non hanno ancora raggiunto quel grado di sicurezza che si ritiene indispensabile per questo uso.

È bene poi non dimenticare che le soffianti centrifughe, qualunque sia il loro sistema di comando, presentano un difetto che quelle volumetriche non hanno. Infatti quando la resistenza del circuito cresce — come avviene in pratica abbastanza di frequente per effetto degli inevitabili depositi carboniosi che si formano sulle feritoie, nei collettori, nei silenziatori o nelle calderine a gas di scarico — la portata dell'aria di lavaggio diminuisce se la soffiante è centrifuga, mentre resta pressochè costante se la pompa è volumetrica.

Ne consegue che il peggioramento del lavaggio è in genere di poco conto quando la pompa è volumetrica e si raggiunge presto un equilibrio tra le incrostazioni che si formano e quelle che si staccano mentre invece il peggioramento è maggiore e può divenire progressivo nel caso delle soffianti centrifughe, cosicchè il motore può benissimo finire di trovarsi in condizioni di vero e proprio sovraccarico termico per deficienza di aria di lavaggio.

5. Sistemi di iniezione in uso.

Al meccanismo di iniezione si richiedono nel suo insieme, le tre funzioni: di dosare, di comprimere e di iniettare il combustibile. Ma mentre la compressione non può essere affidata che ad una pompa e l'iniezione ad un polverizzatore, la dosatura può essere fatta o sulla pompa o sul polverizzatore. Sono dunque possibili due soluzioni sostanzialmente diverse, la prima delle quali essendo di gran lunga la più semplice, è di uso pressochè generale. Essa consiste nell'impiego di tante pompe a stantuffo, una per ogni cilindro, azionate in modo da comprimere il combustibile secondo una determinata fase. La regolazione avviene variando la corsa utile, mediante apposita valvola comandata, oppure mediante un



a) con feritoie affiancate al P.M.I. b) con valvole di scarico c) a stantuffi contrapposti

Fig. 3 — Schemi dei tre principali tipi di lavaggio.

cassetto che può essere costituito dallo stesso stantuffo.

I polverizzatori sono automatici, si aprono quando la pressione raggiunge un determinato valore, si chiudono quando scende al disotto di un altro.

Questo sistema presenta dal punto di vista costruttivo moltissime varianti, fra le quali una, quella che va sotto il nome del suo inventore sig. Archauloff, è meritevole di speciale menzione. La sua particolarità consiste nel fatto che ciascuna pompa, anziché essere azionata come di solito da una camma è mossa pneumaticamente dal rispettivo cilindro motore per mezzo di un cilindretto ausiliario. (fig. 7).

Il dispositivo si presta assai bene non solo per la trasformazione ad iniezione meccanica dei vecchi motori ad iniezione pneumatica, ma, come era stato preconizzato parecchi anni fa da uno dei maggiori Costruttori germanici, possiede tali pregi di semplicità e di sicurezza da poter costituire con vantaggio il sistema usuale anche nei motori nuovi di media e grande potenza.

Il secondo tipo di meccanismo di iniezione, quello in cui la regolazione della portata è fatta sui polverizzatori, è composto da una pompa a uno o più cilindri che comprime il combustibile in un accumulatore il quale a sua volta alimenta i polverizzatori. Questi ultimi, comandati meccanicamente, hanno la durata di apertura variabile a seconda del carico.

Ad onta della notevole complicazione meccanica, e forse anche qui in omaggio ad un tenace spirito conservatore, simile dispositivo è tuttora in uso solo sul motore a stantuffi contrapposti che abbiamo già menzionato.

6. Sovralimentazione.

Quasi tutti i motori a due tempi sono leggermente sovralimentati perchè con il semplice artificio di tenere un poco più alte le luci di lavaggio rispetto a quella di scarico si può riempire il cilindro all'incirca fino alla pressione esistente nel serbatoio di lavaggio (cioè alla pressione assoluta di $1,1 \div 1,15$ Kg/cmq).

I motori a due tempi con rapporti di sovralimentazione più elevati non hanno invece ancora trovato applicazione nel campo navale ed industriale, campo dove notoriamente si bada piuttosto alla sicurezza di esercizio ed alla semplicità della macchina che non all'economia nei pesi e negli ingombri.

Viceversa l'unico tipo di motore a 4 tempi a semplice effetto di grande diametro tutt'oggi prodotto da una nota Fabbrica Olandese può tener testa nei pesi e negli ingombri ai motori a 2 tempi di pari potenza solo perchè è sovralimentato ad una pressione circa doppia dell'atmosferica, sfruttando l'ingegnoso sistema di far aspirare l'aria dalla parte inferiore degli stantuffi motori. Simile aspirazione avviene naturalmente una volta per giro, cioè due volte per ciclo, il quale riceve di conseguenza una doppia cilindrata di aria.

Questo motore ha una discreta diffusione, ma anche qui, come nel caso del motore a stantuffi contrapposti è il caso di chiedersi se vale proprio la pena di restare nel complicato, quando se ne può fare benissimo a meno.

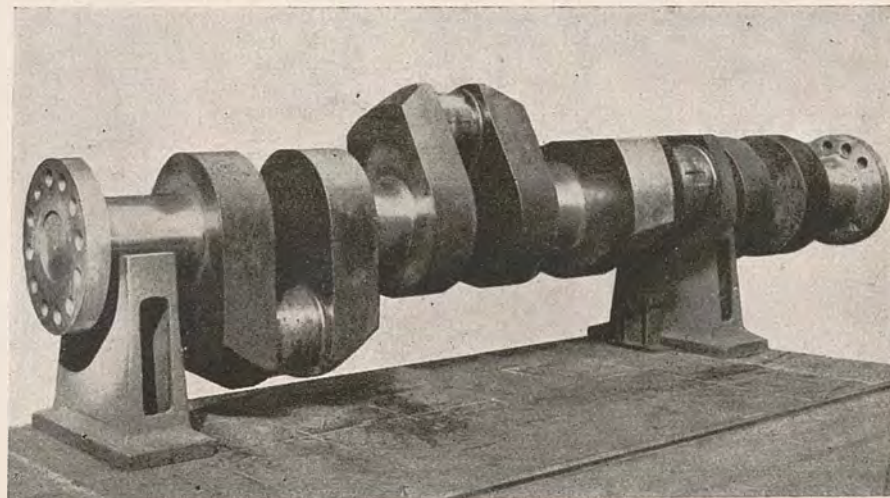
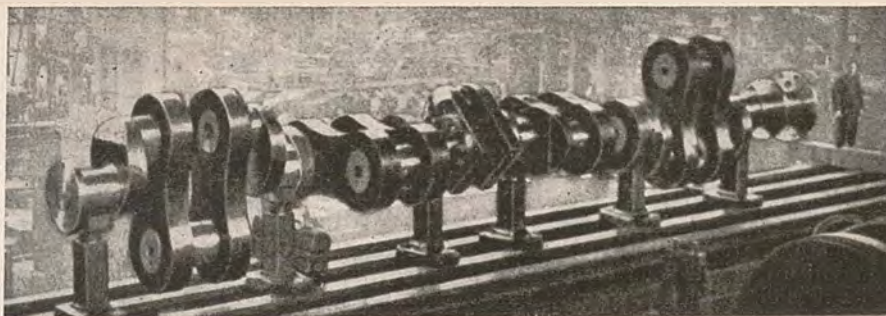


Fig. 4 — Confronto fra gli alberi a manovella di due motori a 4 cilindri, l'uno del tipo a stantuffi contrapposti e l'altro del tipo normale.

Non ci risulta siano in uso a bordo di navi mercantili ausiliari a 4 tempi fortemente sovralimentati ed anche quelli con moderata sovralimentazione (fino alla pressione ass. di $1,25 \div 1,3$ Kg/cmq), tanto diffusi nelle applicazioni terrestri e ferroviarie e che notoriamente si trovano, dal punto di vista termico, in condizioni equivalenti a quelli con alimentazione naturale, non vengono molto impiegati a bordo, verosimilmente perchè la presenza di una soffiante rende la macchina un po' meno semplice e sicura di quella con alimentazione naturale.

In questi motori a 4 tempi con moderata sovralimentazione (fino alla pressione assoluta di $1,25 \div 1,30$ Kg/cmq) l'aria è fornita o da soffianti tipo Root comandate meccanicamente o da turbosoffianti a gas di scarico tipo Büchi. I due sistemi hanno pregi e difetti che in pratica si equivalgono e la loro scelta è quindi questione soprattutto di gusti e di costi (figg. 8, 9).

Un discreto interesse destano le ricerche sulla leggera sovralimentazione ottenibile per mezzo delle onde di pressione stazionarie e debitamente accordate, che si

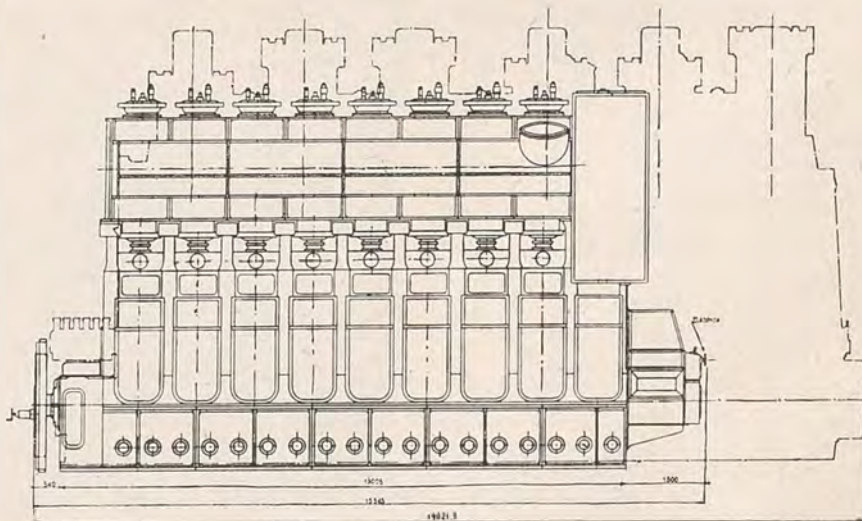


Fig. 5 — Confronto tra due motori della stessa potenza di 8000 HP a 125 g/l', l'uno a 6 cilindri e stantuffi contrapposti, l'altro a doppio effetto, 8 cilindri di tipo normale.

possono creare nelle condotte di aspirazione (o di scarico) dei motori funzionanti a velocità costante.

Il sistema, noto sotto il nome di sovralimentazione (o di lavaggio) per induzione, se potrà essere messo bene a punto, avrà delle discrete prospettive di impiego, non richiedendo nè organi in moto, nè accessori complicati.

7. Lubrificazione.

Eliminare i riscaldi, ridurre l'usura delle parti aventi moto relativo e diminuire i consumi di olio sono gli obbiettivi a cui hanno sempre teso concordemente i costruttori dei motori e i tecnici della lubrificazione.

I riscaldi sistematici sono da tempo completamente scomparsi anche nei punti del motore più delicati agli effetti della lubrificazione come per es. nei cuscinetti di piede di biella dei motori a 2 tempi semplice effetto. Ciò è dipeso sia dal miglior proporzionamento dei cuscinetti, sia da un afflusso più diretto e più abbondante di olio nelle zone maggiormente caricate. Ha pure contribuito una causa indiretta e cioè l'uso ormai generale dell'acqua dolce nel raffreddamento dei motori marini, col che si sono eliminate radicalmente le infiltrazioni di acqua salata nell'olio tanto dannose alla buona conservazione dei perni e dei metalli antifrizione.

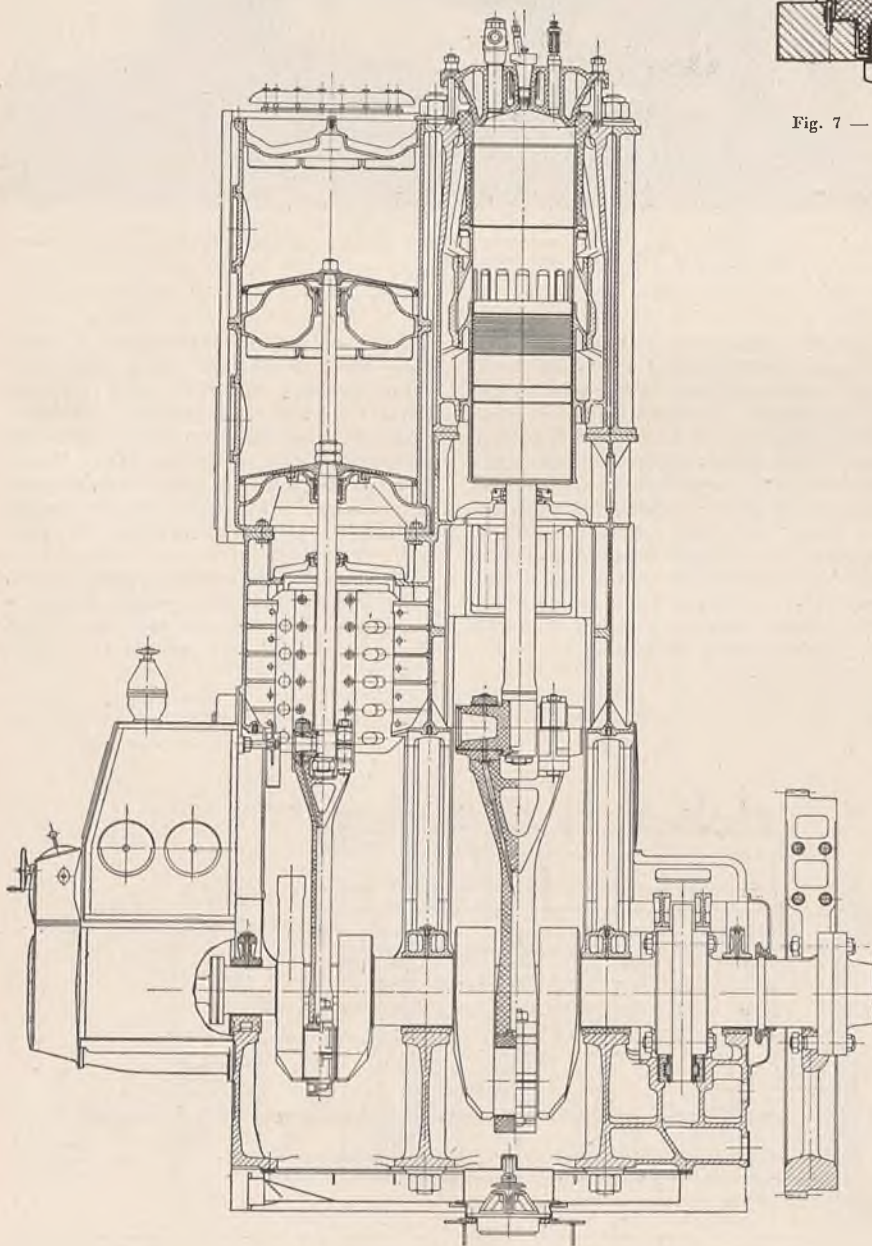


Fig. 6 — Pompa di lavaggio a stantuffo direttamente comandata dall'albero motore.

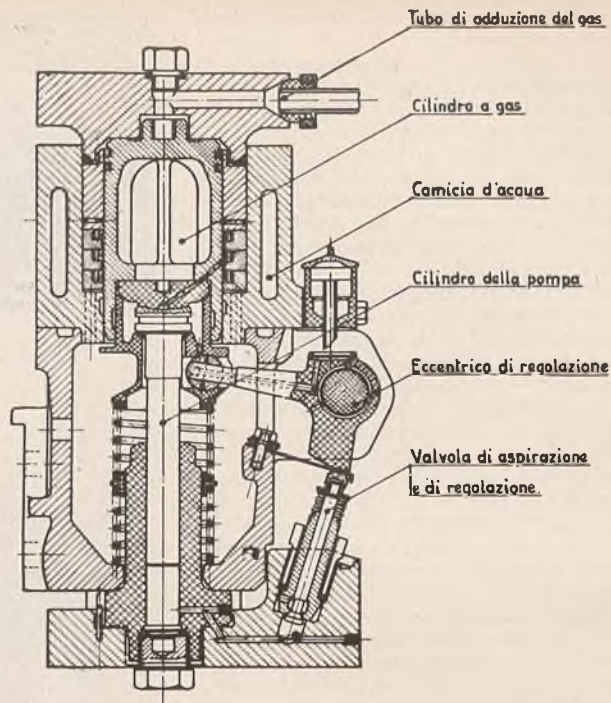


Fig. 7 — Dispositivo di iniezione sistema Krupp-Archauloff.

Un discreto guadagno è registrato anche nei consumi delle camicie e delle fascie elastiche che sono tra gli organi più soggetti ad inevitabile usura e tale risultato se lo si deve in parte al miglioramento dei materiali, lo si deve pure ad una più giudiziosa distribuzione dell'olio ed al generale miglioramento delle qualità organolettiche degli olii.

I consumi di olio sono scesi anch'essi sotto la spinta di numerosi fattori quali per esempio la loro migliore qualità e il loro minor riscaldamento quando essi vengono usati anche per il raffreddamento degli stantuffi, la maggior efficacia

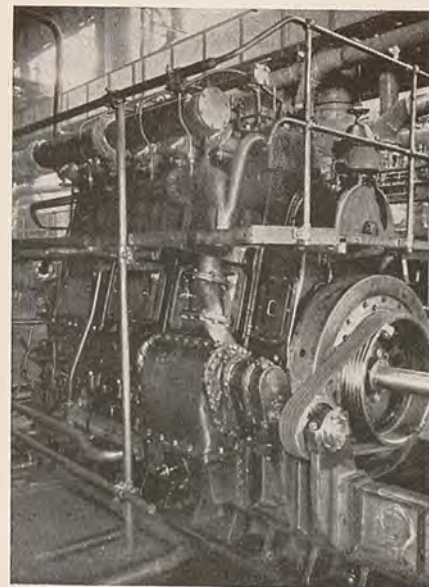


Fig. 8 — Soffiante di sovralimentazione tipo Root applicata ad un motore a 4 tempi della potenza di 350 HP eff.

dei dispositivi di tenuta (paraolio e raschiaolio), l'eliminazione delle infiltrazioni di acqua salata, la presenza delle pareti di separazione sotto alle camicie in modo da evitare la discesa di morchie entro l'olio in circolazione, l'impiego più esteso dei depuratori centrifughi, l'uso degli ultrafiltri e così via.

Da qualche anno si considerano normali consumi di olio dell'ordine di grandezza di $0,8 \div 1$ gr/HP.h complessivamente per la lubrificazione generale e la lubrificazione dei cilindri nel caso dei grossi motori di propulsione, di $1,5 \div 2$ gr. nei motori di media potenza e di $2 \div 4$ gr. nei motori ausiliari.

8. Raffreddamento.

Perde sempre più credito il raffreddamento diretto ad acqua di mare o ad acqua bruta, anche limitatamente ai cilindri motori, perchè se il sistema ha il pregio di essere il più semplice possibile e quindi il più economico come spesa iniziale di impianto, ha tali difetti — quali la difficoltà di regolare le temperature, la formazione di corrosione e di depositi sabbiosi o calcarei nelle camere di raffreddamento e nei tubi, il pericolo di inquinamento dell'olio ecc. da influire negativamente sul rendimento termico e sulla sicurezza di esercizio del motore e da diventare quasi sempre una fonte assai sensibile di spese di manutenzione.

Tutti gli impianti moderni di una certa entità hanno perciò due circuiti, uno aperto ad acqua di mare (o bruta) che attraversa solo i refrigeranti acqua dolce ed olio, ed uno chiuso ad acqua dolce.

Pure in via di abbandono è il raffreddamento ad acqua dolce degli stantuffi, perchè l'uso dell'olio permette di rendere molto più semplici e di facile manutenzione gli organi di adduzione e di scarico.

Inoltre l'olio a differenza dell'acqua dolce può passare direttamente dentro le aste degli stantuffi senza diminuire la loro resistenza a fatica, condizione indispensabile specie nei motori a doppio effetto.

Siccome poi l'olio di raffreddamento per risalire lungo l'asta (o il mantello) deve per forza attraversare il perno di piede di biella, diventa facile derivarne una parte per lubrificare lo stesso perno di piede e quello di testa di biella (fig. 10).

Questa possibilità dà luogo a due considerevoli vantaggi, e cioè al miglioramento della lubrificazione dei due perni, perchè l'olio vi giunge direttamente al massimo della pressione ed all'irrobustimento dell'albero a manovella perchè si evita di forarvi i fori di passaggio olio.

Resta così conservata al suo valore massimo la resistenza a torsione dell'albero, notoriamente compromessa non

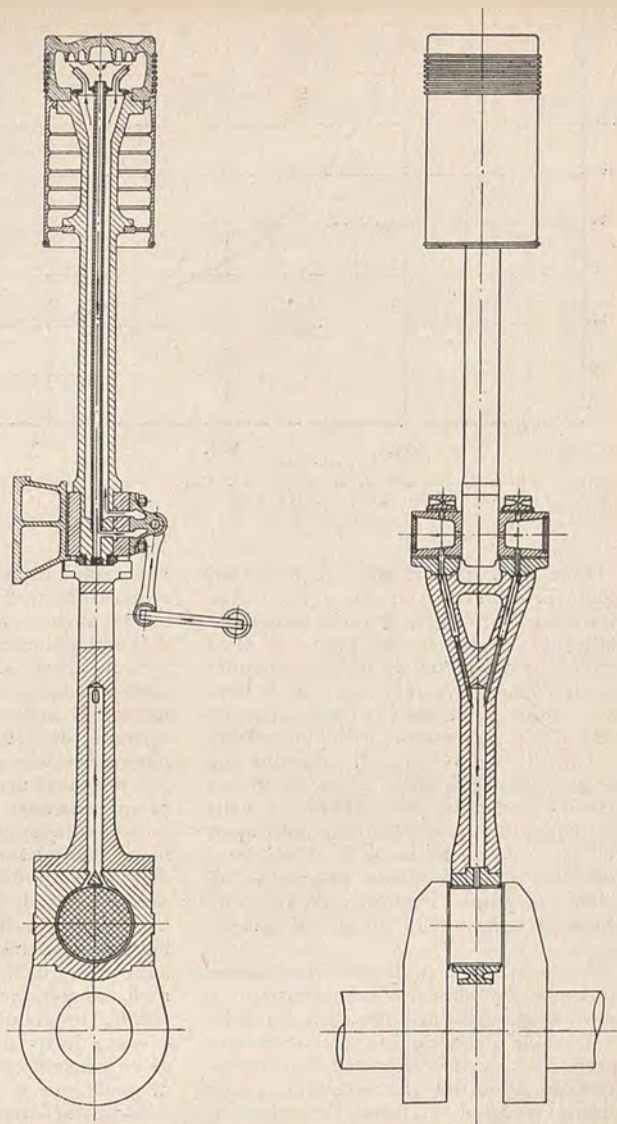


Fig. 10 — Come l'olio di raffreddamento e lubrificazione generale circola in uno stantuffo motore e nel relativo manovellismo.

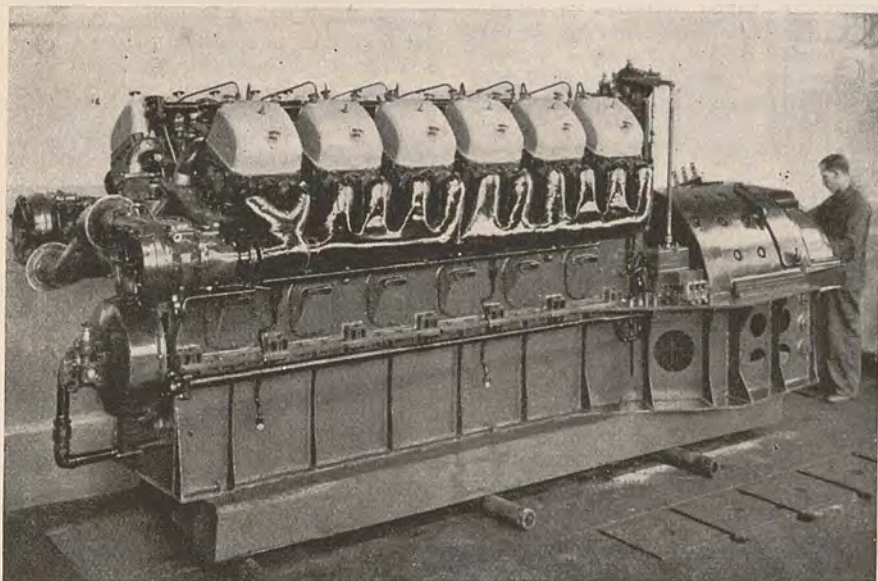


Fig. 9 — Soffiante centrifuga con turbina a gas di scarico Buchi B. B. applicata ad un motore a 4 tempi della potenza di 700 HP.

solo dalla diminuzione di sezione dovuta ai fori ma anche dalle concentrazioni di sforzi che si verificano attorno ai fori e che riducono particolarmente la resistenza a fatica.

Sempre più netta è la tendenza di staccare dai motori di medie e grandi dimensioni, e qualche volta anche dagli stessi gruppi ausiliari, le pompe di circolazione acqua e olio, anzi in genere tutte le pompe salvo quelle di lavaggio; i motori divengono meno ingombrati, il servizio è reso più facile e più sicuro soprattutto durante le manovre, i tipi di pompe in uso, o di riserva, scendono a metà e di conseguenza si riduce a metà la scorta di ricambi.

9. Prestazioni - Consumi e Pesi.

Per le prestazioni relative alle condizioni di funzionamento normale esistono dei valori medi, convalidati dalla generale esperienza e comunemente accettati. Essi oscillano tra $4,5$ e 5 Kg/cm² per la p.m.e. e tra 5 e $5,5$ m/s per la velocità media di stantuffo.

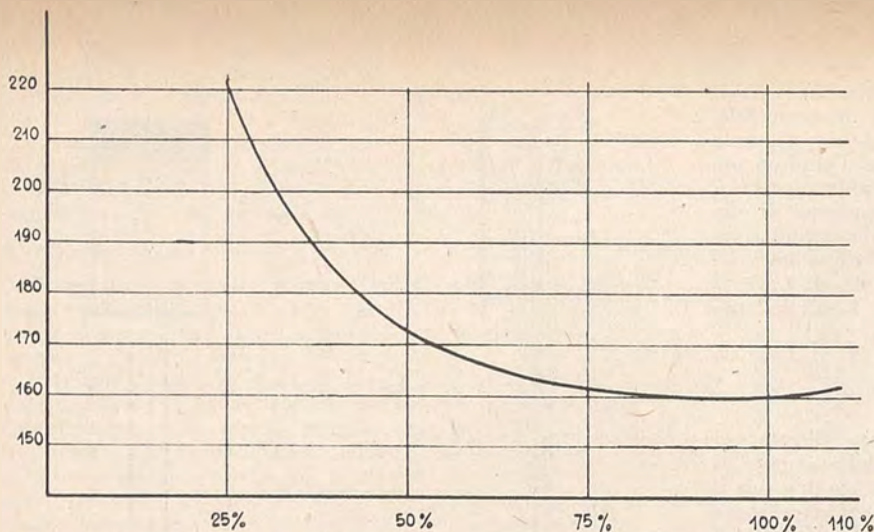


Fig. 11 — Curva di consumo di un motore a 2 tempi, semplice effetto, diametro 680 mm, della potenza normale di 3600 HP a ca. 125 g/l³.

Come tutti i valori medi anche questi vanno interpretati con una certa elasticità e con molto buon senso, tenendo specialmente conto che dal punto di vista termico le differenze fra motore e motore possono essere sensibili, per cui è bene per esempio avvicinarsi al limite inferiore della p.m.e. nei motori a doppio effetto e in quelli con velocità di rotazione più elevata. In ogni caso è poi prudente assicurarsi che la p.m.e. richiesta nelle condizioni di normale esercizio non superi l'80 % — ed anche meno se il motore è destinato ad un servizio pesante — di quella massima raggiungibile in una prova al banco della durata di almeno 6 ore.

Mi preme anzi sottolineare l'importanza fondamentale che si deve attribuire a questo « margine di sovraccarico » nella valutazione delle qualità di un motore specie se marino, perchè l'esperienza dimostra ad usura che soltanto quando questo margine è forte l'esercizio si manterrà sicuro, regolare ed economico anche a distanza di anni. Parecchi costruttori adottano saggiamente la politica di tenersi, a proposito, molto al vento e non è raro sentir parlare di potenze in sovraccarico superiori perfino del 60 % rispetto a quelle del carico normale a cui la macchina è destinata.

Discretamente sensibile è stata negli ultimi anni la riduzione dei consumi di combustibile, soprattutto nei motori a

due tempi di medio e grande diametro e questo lo si deve ai progressi compiuti nel lavaggio e nelle forme delle camere di combustione.

Sono ormai correnti consumi effettivi a pieno carico di $160 \div 165$ gr.HP.h nei motori di media e di grande potenza e consumi di $170 \div 180$ gr. in quelli di potenza minore e negli ausiliari. (fig. 11).

I progressi nel lavaggio e nelle camere di combustione, a cui si è fatto cenno, una sperimentazione accurata dei fenomeni dell'iniezione ed il miglioramento dei mezzi di depurazione hanno inoltre permesso ad alcuni costruttori di bruciare usualmente nafta da caldaie, fino alle massime densità. In Italia, già parecchi anni prima della guerra, numerose motonavi adoperavano solo questo combustibile, bruciandolo perfettamente bene e senza inconvenienti di sorta all'interno di un consumo delle camicie circa doppio di quello che si aveva usando Diesel-oil.

Soddisfacente è stata pure la riduzione dei pesi, ottenuta non a scapito della robustezza della macchina, robustezza che anzi è stata generalmente aumentata, ma in seguito alla semplificazione del disegno, alla riduzione degli interessi, al rapido estendersi degli studi tensiometrici che hanno permesso di proporzionare meglio le dimensioni dei pezzi ai loro sforzi.

Materiale sovrano per l'incastellatura dei motori marini resta sempre la ghisa;

le costruzioni saldate, per quanto certamente ottime dal punto di vista della resistenza e della durata, vengono giudicate più costose e meno rigide di quelle fuse e quindi, salvo eccezioni, meno adatte allo scopo.

I pesi dei motori di costruzione in ghisa riferiti alla potenza normale oscillano da 30 a 40 Kg/HP per i 4 tempi dei gruppi ausiliari e per i 2 tempi a semplice effetto con diametro al disotto di 350 mm. circa, da 40 a 55 Kg/HP per i 2 tempi a semplice effetto senza testa croce di medio diametro, da 60 a 75 Kg/HP per i 2 tempi a semplice effetto con testa croce di grande diametro e infine tra 50 e 60 Kg/HP per i motori a 2 tempi a doppio effetto.

Un poco forse per spirito conservatore, ma soprattutto in omaggio alla semplicità, che è pur sempre la miglior garanzia di sicurezza di funzionamento e di economia di esercizio, l'ambiente Armatoriale si conserva fedele alla trasmissione diretta cioè al motore lento e relativamente pesante, in quanto esso è indubbiamente il più rustico nella condotta e nella manutenzione, è in grado di dare i minimi consumi di nafta e di olio ed è il più adatto a bruciare combustibili scadenti ed in qualche caso perfino le nafta da caldaia.

Vi sono però degli impianti dove i motori con riduttore hanno realmente delle buone prospettive di impiego. Ciò avviene per es. nelle navi di piccolo o medio tonnellaggio — e quindi con basso puntale — destinate al servizio misto merci e passeggeri o a quello di traghetto — e quindi bisognose al massimo di spazio per cabine e sale, oppure per le colonne di vagoni o di autoveicoli. In queste navi il poter sistemare dei motori assai bassi e relativamente leggeri, il poter azionare ciascuna elica con due (o quattro) motori facilmente inseribili e disinseribili, il poter eseguire le manovre dal ponte tenendo un motore in marcia avanti ed uno in marcia indietro, agendo cioè soltanto sui giunti elettrici o idraulici, rappresenta indubbiamente una grande attrattiva. (fig. 12).

Quando sia possibile è però ovvio che convenga usare motori che pur essendo alquanto più bassi e veloci di quelli destinati alla propulsione diretta, conservino al massimo tutte le buone prerogative di questi ultimi, come per es. il biellismo con testa e croce, la parete divisoria tra il fondo dei cilindri e la camera del manovellismo, l'attitudine a bruciare combustibili scadenti e così via.

Pari fiducia riscuotono tanto i giunti idraulici quanto quelli elettrici, entrambi ottimi anche dal punto di vista dello smorzamento delle irregolarità dovute al momento torcente e delle oscillazioni torsionali.

Assai meno numerosi sono gli esempi di comando diretto mediante l'impiego di grossi volani che regolarizzano il moto e di giunti a denti che permettano il facile disinnesto dei singoli motori.

Veramente ideale sotto tutti i rapporti è la trasmissione Diesel-elettrica, specie nel caso di rimorchiatori o di traghetti destinati a manovrare di continuo in punti difficili: peccato solo che il costo elevato ne ostacoli la diffusione.

Severo Filippini Fantoni

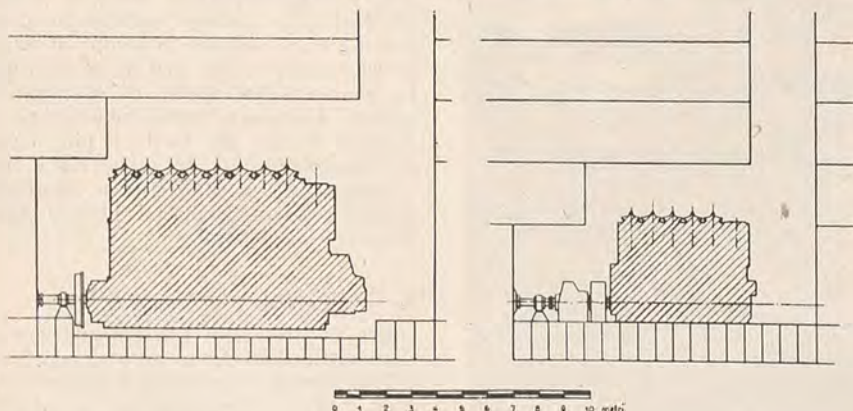


Fig. 12 — Confronto fra gli ingombri longitudinali di due apparati motori della stessa potenza di 2×2850 HP su due eliche, l'uno con trasmissione diretta e l'altro con due coppie di due motori di 2×1500 HP collegati mediante giunti elettrici e riduttore.

Tendenza all'aumento del rapporto di compressione nei motori per autovetture

I problemi sui quali oggi convergono gli sforzi degli ingegneri dell'automobile, sono numerosissimi e tali, per difficoltà, da assorbire una attività veramente imponente di studio e di esperienze. Questi problemi possono essere con una certa approssimazione distinti nei campi che «grosso modo», sono definiti come; disegno, esperienza e produzione.

Il disegno è l'espressione del progetto ed assume quindi un significato fondamentale poichè il progetto riassume e tiene conto dei risultati delle esperienze e delle possibilità dei mezzi di produzione.

Il disegno del motore a combustione interna si basa su tre fattori fondamentali: il dimensionamento delle parti e della struttura generale, la sistemazione dei vari organi, le proprietà dei combustibili da adottarsi.

Questi tre aspetti del problema venivano un tempo, anche per le applicazioni automobilistiche, considerati più o meno indipendentemente l'uno dall'altro. Inoltre i materiali da costruzione allora a disposizione erano pochi e con limitate caratteristiche tecnologiche, mentre i combustibili e gli oli venivano considerati come un problema riguardante i raffinatori e che non aveva un immediato interesse per il progettista del motore.

In queste condizioni di progetto non tutte le parti del motore presentavano una durata adeguata ed il rendimento risultava relativamente basso.

Oggi le condizioni sono del tutto cambiate; i fattori fondamentali del progetto vengono considerati contemporaneamente e come strettamente legati con lo scopo

di raggiungere la massima potenza, il più elevato rendimento ed il minor ingombro possibile compatibilmente con un costo accettabile. A ciò ha contribuito la collaborazione dei produttori di combustibili che con la selezione ed il perfezionamento dei loro prodotti in relazione alle esigenze del progetto hanno permesso la realizzazione di motori sempre più efficienti.

Intendiamo qui esaminare per sommi capi quel campo del progetto che ha attinenza con lo sfruttamento delle proprietà dei combustibili.

Possibilità date dai combustibili.

Nel caso del motore a ciclo Otto la caratteristica più importante del combustibile, dal punto di vista rendimento e potenza specifica, è il potere antidetonante. Per questa ragione, specialmente negli Stati Uniti, sono stati fatti grandi sforzi per aumentare le qualità antidetonanti delle benzine tanto che, salvo una interruzione dovuta alla seconda guerra mondiale si è avuto un graduale continuo aumento del N.O. (fig. 1). Oggi negli Stati Uniti vengono venduti due tipi di benzina: uno con numero di ottano 76 e l'altro con numero di ottano 82, misurati secondo il metodo Motor, e gli specialisti non smentiscono la possibilità che entro un breve periodo di anni il numero di ottano delle benzine si avvicini notevolmente a 100.

In Italia si hanno oggi due tipi di benzina; una con numero di ottano 60-65, l'altra con numero di ottano 72, ma si può fare assegnamento su un miglioramento futuro.

Le Ditte Americane nei loro nuovi studi sono orientate verso motori capaci di funzionare con rapporti di compressione aumentati in modo tale da sfruttare nel migliore modo possibile combustibili con numeri di ottano ancora più elevati di quelli di cui oggi dispongono. In previsione che in futuro nei Paesi Europei possano essere disponibili gli stessi combustibili usati negli Stati Uniti, occorre prepararsi a sfruttarne le possibilità. Queste derivano essenzialmente dall'elevato potere antidetonante che permette di aumentare il rapporto di compressione oppure il rendimento volumetrico, oppure l'uno e l'altro contemporaneamente.

L'aumento del rapporto di compressione e del rendimento volumetrico favorisce la tendenza al battito del motore: solo un sensibile aumento nel numero di ottano del combustibile permette di variare contemporaneamente il rapporto di compressione ed il rendimento volumetrico, ma non è facile rendersi conto degli effetti sulla tendenza alla detonazione quando si consideri il funzionamento del motore a vari regimi. Per poterlo fare è necessario disporre almeno di un motore monocilindrico che permetta di variare facilmente il rapporto di compressione e sia dotato degli apparecchi necessari al rilievo delle misure in relazione alle quali variano le prestazioni del motore, oltre che di un buon rivelatore della detonazione.

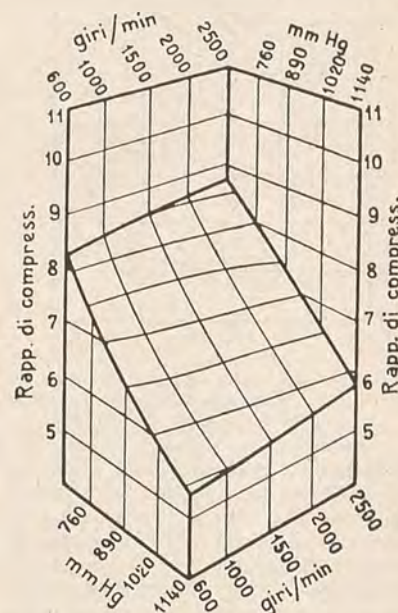


Fig. 3 — Rapporto di compressione al limite della detonazione in funzione del numero di giri e della pressione d'alimentazione.

Nei Laboratori della Ethyl Corporation e della General Motors sono state fatte delle prove molto complete al riguardo ed è stata rilevata l'importanza della struttura molecolare degli idrocarburi componenti i combustibili e della loro concentrazione e quindi l'importanza della provenienza e del metodo di raffinazione.

Nella fig. 2 è riportato un diagramma ricavato dalle prove fatte nei Laboratori della General Motors che indica i valori dei rapporti di compressione critici, cioè i rapporti di compressione che possono essere raggiunti, in condizioni prestabilite di combustibile e di motore, al limite della detonazione per le diverse strutture molecolari proprie dell'eptano. Dal diagramma risulta evidente che il rapporto di compressione critico aumenta man mano che la struttura delle molecole diventa più compatta. La linea tratteggiata indica l'influenza dell'aggiunta di tetraetile di piombo. È notevole il fatto che il campo di variazioni del valore del rapporto di compressione è molto vasto: l'isottano (2.2.4 trimetil pentano) avente numero ottano = 100 raggiunge soltanto la metà circa dell'ordinata dei valori del rapporto di compressione. L'effetto più pronunciato è dato dal 2.2.3 trimetil butano o triptano che fu preparato per la prima volta nel 1922 dal chimico belga Chavanne e poi sviluppato dalla Ethyl Corporation e dalla General Motors.

Dalle prove fatte dalla Ethyl Corporation è risultato inoltre che il massimo rapporto di compressione e la massima pressione nei condotti per ogni tipo di combustibile, dipendono dalla velocità del motore. Quando la velocità del motore aumenta, generalmente possono essere usati rapporti di compressione più elevati e più elevate pressioni nei condotti di alimentazione (fig. 3). Ciò si è dimostrato valido per i vari tipi di combusti-

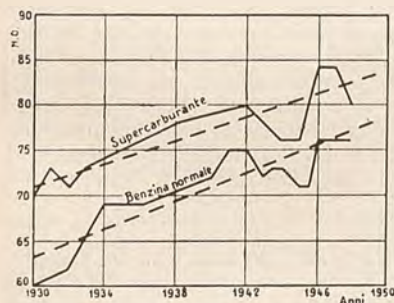


Fig. 1 — Variazione del N.O. dall'anno 1930 al 1948.

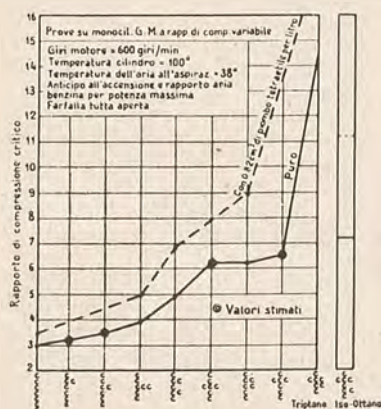


Fig. 2 — Caratteristiche di detonabilità degli ettani.

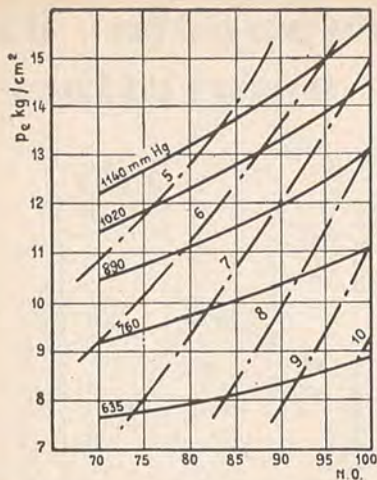


Fig. 4 — Pressione media effettiva in funzione del N.O., in relazione al rapporto di compressione ed alla pressione di alimentazione.

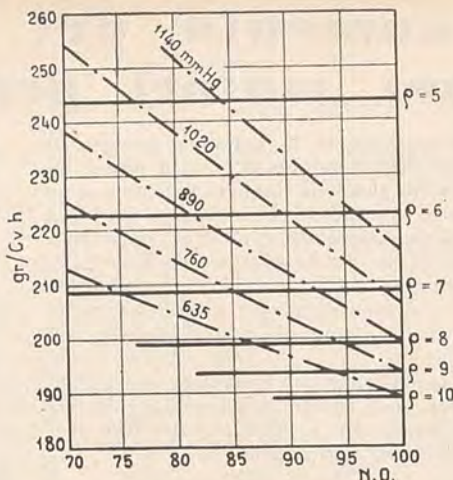


Fig. 5 — Consumo specifico in funzione del N.O., in relazione al rapporto di compressione ed alla pressione di alimentazione.

bili sia paraffinici che naftenici, aromatici o olefinici le cui qualità antidetonanti migliorano nell'ordine. Per ciascuno di questi tipi di combustibili l'aggiunta di tetraetile di piombo non fa variare la relazione fra numero di giri, rapporto di compressione e pressione nei condotti, ma aumenta i valori ammissibili per il rapporto di compressione e la pressione di alimentazione. Le prove sono state fatte con un motore monocilindro. Nei motori a più cilindri la situazione è resa più complessa dal fatto che a bassa velocità la distribuzione delle frazioni più pesanti del combustibile, non vaporizzate, non è uguale per tutti i cilindri: come conseguenza le benzine che danno i migliori risultati a bassi regimi sono quelle che hanno nelle loro frazioni più volatili la massima concentrazione di idrocarburi ad alto potere antidetonante. Così di due combustibili aventi lo stesso potere antidetonante quello che ha nelle frazioni più volatili una forte proporzione di idrocarburi aromatici o olefinici che posseggono elevate qualità antidetonanti ed una proporzione relativamente alta di composti paraffinici a basse qualità antidetonanti nelle frazioni più pesanti, fornisce a basse velocità risultati migliori di quello formato con composti paraffinici nella frazione volatile e olefinici nella frazione pesante. Il problema diventa ancor più complicato se si considera che

le frazioni che entrano nei differenti cilindri ad alte e basse velocità del motore posseggono sensibilità diverse al tetraetile di piombo.

A titolo informativo le figg. 4 e 5 riportano i valori della pressione media effettiva e dei consumi specifici in funzione del N.O., in relazione al variare del rapporto di compressione e della pressione di alimentazione in un motore monocilindro sperimentale.

Effetto dell'aumento del rapporto di compressione sui consumi e sull'accelerazione.

In complesso dai risultati delle molte prove risulta che i nuovi combustibili offrono la possibilità di agire con grande latitudine sui valori delle pressioni nei condotti di alimentazione e dei rapporti di compressione.

Senza dover necessariamente costruire motori con diverse combinazioni di rapporti di compressione e pressioni di alimentazione, si può per mezzo del calcolo prevedere con buona approssimazione la percentuale di miglioramento, agli effetti consumi ed accelerazione, che si può ottenere su di un veicolo agendo, per il motore, sul rapporto di compressione e sulla pressione di alimentazione e, per l'autotelaio, sui rapporti degli ingranaggi della trasmissione.

Consideriamo ad esempio un determinato tipo di vettura (la Fiat «1100») per la quale si vogliono calcolare i miglioramenti derivanti dal passaggio del rapporto di compressione dal valore 6,1 al valore 8,5.

Gli elementi di cui è necessario disporre per poter valutare gli effetti sui consumi sono:

— la curva della potenza richiesta in piano dal veicolo al variare della velocità, cioè «la curva di utilizzazione in piano»; (fig. 6 curva a);

— la curva di potenza a piena apertura del motore e quella assorbita dagli attriti; fig. 7;

— la curva dei consumi specifici ricavati al banco sulla curva di utilizzazione in piano; (fig. 6 curva b).

Le curve per il rapporto di compressione 6,1 sono state ricavate dalle prove al banco e le altre per il rapporto 8,5 sono state calcolate partendo dai seguenti presupposti:

1) Che gli aumenti percentuali della potenza indicata e la riduzione percentuale del consumo specifico relativo siano proporzionali all'aumento del rendimento termico del ciclo ideale ad aria calcolato per il passaggio dal rapporto di compressione più basso a quello più elevato, ammettendo che il rendimento volumetrico non vari al variare del rapporto di compressione.

2) Che gli attriti per ogni velocità siano indipendenti dall'apertura della farfalla e dal rapporto di compressione.

In possesso di questi dati si possono considerare due casi:

1) Che si realizzi l'aumento del rapporto di compressione senza variare il rapporto al ponte.

2) Che l'aumento del rapporto di compressione sia accompagnato da una variazione del rapporto al ponte tale da mantenere invariata l'accelerazione.

Nel primo caso dato che l'aumento del rendimento per il ciclo ideale è dell'11,7%, se si valuta che in media il 50% della potenza indicata sia assorbita dal motore e dalla vettura per i vari attriti e per la resistenza dell'aria, e l'altro 50% resti a disposizione per l'accelerazione, si ha che l'accelerazione aumenta nel rapporto $\frac{11,7 \times 100}{50}$ e cioè del 23,4%.

In pratica l'aumento è un po' maggiore per il maggior rendimento volumetrico che si verifica con il rapporto di compressione più elevato.

Per quanto si riferisce ai consumi specifici sulla curva di utilizzazione, dato che la potenza assorbita dagli attriti si può ritenere invariata, possiamo senz'altro dire che si riducono della stessa entità di cui si riducono i consumi per cavallo-indicato e cioè dell'11,7%; (figura 6 curva c). In base a questi valori dei consumi specifici ed a quelli della potenza sfruttata in piano sono stati calcolati i consumi su strada (fig. 8-9 curve a-b) che, come si può rilevare, risultano ridotti nello stesso rapporto dei rendimenti termici e cioè dell'11,7%.

Nel secondo caso, e cioè se il rapporto al ponte viene variato per mantenere costante l'accelerazione si ha, nel campo delle velocità che maggiormente interessano il funzionamento della vettura, una riduzione di consumo che risulta superiore a quella calcolata dal confronto dei

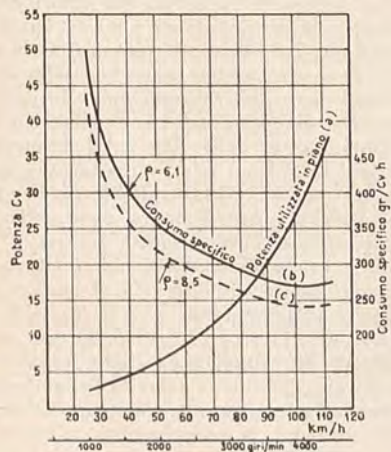


Fig. 6 — Curva di utilizzazione in piano e consumi specifici relativi con rapporto ponte 9/42.

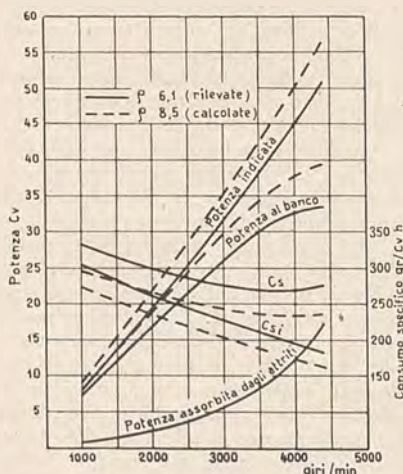


Fig. 7 — Curve caratteristiche a piena apertura.

cicli ideali, dato che si riduce l'energia assorbita dagli attriti. Nel secondo caso si ha dunque una economia di consumi rispetto al primo. (Figg. 8 e 9 curva c).

Particolarità costruttive dei motori ad elevato rapporto di compressione.

Veniamo ora a quelli che sono i problemi di progetto da risolvere per sfruttare al massimo grado le possibilità offerte dalla benzina ad elevato numero di ottano.

Questi problemi riguardano essenzialmente le qualità antidetonanti del motore e la resistenza del complesso e delle varie parti in relazione alle nuove maggiori sollecitazioni. Le qualità antidetonanti del motore possono essere valutate con un «numero di ottano meccanico» a rassomiglianza del «numero di ottano chimico» che dà la misura del potere antidetonante dei combustibili.

Il «numero di ottano meccanico» è influenzato dal rapporto di compressione, dal tempo di accensione, dalla temperatura dello stantuffo e delle valvole, dalla temperatura della miscela, dalla forma della camera di combustione, ecc., quindi dipende soprattutto dal disegno della testata.

L'aumento delle sollecitazioni in relazione alle più forti pressioni nel cilindro ha invece influenza soprattutto sul disegno del manovellismo e del gruppo cilindri. Passando dal rapporto di compressione 6 al rapporto di compressione 8,5 le pressioni di combustione aumentano approssimativamente di 20 kg/cm² quindi i motori attuali non sono adatti alle nuove condizioni di funzionamento. La loro struttura di insieme e quella degli organi del manovellismo presenta insufficiente rigidità sia dal punto di vista torsionale che flessionale e ciò è causa di una ruvidità di funzionamento non accettabile.

In un motore da vettura, di disegno corrente passando dal rapporto di compressione di 6,1 al rapporto di 11 si possono verificare vibrazioni torsionali dell'albero a gomiti aventi una ampiezza doppia del normale, come si possono verificare deformazioni dello stantuffo tali da causare un aumento dell'attrito di scorrimento nel cilindro. In casi di questo genere occorre apportare al disegno modificazioni sostanziali per ottenere una maggiore rigidità.

I motori corti e compatti sono vantaggiosi e perciò si tende verso le disposizioni con cilindri a V o con cilindri opposti, anche se presentano un maggior costo di fabbricazione. Quando il numero di cilindri è superiore a 6 la disposizione con cilindri in linea è senz'altro da scartare.

Sui cuscinetti i carichi dovuti alla pressione dei gas sono in opposizione con i carichi dovuti all'inerzia per cui alle alte velocità quando le forze d'inerzia sono molto elevate l'effetto delle forti pressioni dovute all'alto rapporto di compressione è di ridurre i carichi massimi sui cuscinetti, mentre a bassa velocità le forti pressioni aumentano i carichi massimi istantanei.

Poiché il funzionamento a bassa velocità con farfalla tutta aperta si verifica in piccola percentuale nell'uso del motore e le condizioni critiche per i cuscinetti si verificano generalmente alle alte velo-

cità il dimensionamento dei cuscinetti non presenta dunque problemi preoccupanti nei motori con rapporto di compressione elevato.

I carichi istantanei elevati che si verificano a basso regime danno però luogo a ruvidità e vibrazioni se la struttura del motore non è sufficientemente rigida.

Nei progetti attuali nei quali si voglia tener conto della possibilità di utilizzare nel futuro combustibili aventi numero di ottano di oltre 95÷100 occorre dunque preoccuparsi soprattutto di dare una grande rigidità alla struttura ed agli organi del manovellismo.

In relazione ai progressi previsti per i combustibili l'architettura del motore dovrebbe inoltre essere disegnata in modo da poter aumentare il rapporto di compressione gradualmente con minime variazioni di disegno. La camera di combustione deve essere studiata con cura particolare agli effetti di ottenere un raffreddamento efficace delle valvole, della candela e di quelle parti che hanno maggior influenza, dal punto di vista temperatura, sul modo di comportarsi sia agli effetti della detonazione che del rendimento volumetrico.

Con l'aumento del rapporto di compressione i volumi delle camere di combustione diventano così piccoli da richiedere una grande cura di disegno per prevenire perdite di rendimento volumetrico.

Nel caso dei motori a valvole laterali lo spessore del volume della camera si riduce ad un valore tale per cui resta appena lo spazio per l'alzata della valvola: occorre quindi dare alla forma della camera un contorno che permetta il libero fluire della carica intorno alle valvole ed un passaggio avente sezione e forma opportuna, fra il compartimento delle valvole ed il cilindro. Ciò si ottiene più facilmente quando l'asse delle valvole è inclinato rispetto a quello del cilindro poichè il gas deve fare una curva meno sentita durante il suo passaggio nel cilindro. Nei motori a valvole in testa o con distribuzione a fodero le camere di combustione sono più compatte e presentano problemi più facili; tuttavia per ottenere i migliori risultati devono essere applicati tutti gli accorgimenti necessari affinché, con la riduzione di volume che l'aumento del rapporto di compressione comporta, non abbia a verificarsi una riduzione del rendimento volumetrico e deficienza di raffreddamento.

Agli effetti della detonazione l'influenza del raffreddamento si fa sentire in modo particolare. Abbiamo visto che a parità di cilindrata del motore e di velocità del veicolo, il motore a più elevata compressione consuma di meno, e questa riduzione di consumo può essere ancora maggiore se si riduce la cilindrata e si varia il rapporto degli ingranaggi al ponte in modo da mantenere approssimativamente la stessa velocità con carburatore a piena apertura. Ora poichè il lavoro assorbito dal veicolo rimane invariato risulta minore l'energia da smaltire attraverso il sistema di raffreddamento e attraverso lo scarico. Quindi si abbassano le temperature dell'olio dell'acqua di raffreddamento e dei gas di scarico. Se interviene la detonazione le temperature dell'olio e dell'acqua aumentano mentre si riduce quella dei gas di scarico, ma

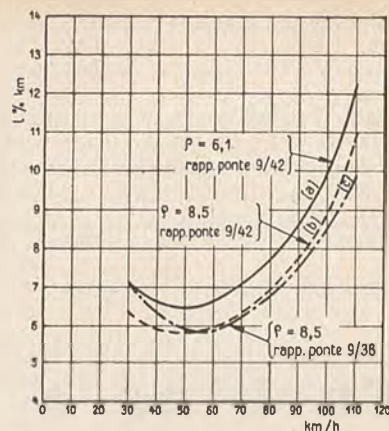


Fig. 8 — Consumo combustibile in 100 km ottenibile su strada piana a velocità costante.

nel complesso l'energia perduta aumenta ed aumenta il consumo.

I combustibili con buone qualità antidetonanti sono generalmente sensibili alla temperatura e richiedono che la camera di combustione venga mantenuta ad una temperatura il più possibile uniforme. I peggiori risultati si hanno quando in una testa ben raffreddata si formano dei punti caldi.

Un fenomeno che frequentemente si manifesta in motori attuali aventi rapporto di compressione piuttosto elevato è quello dell'autoaccensione anche a basse temperature di funzionamento. L'autoaccensione interviene per il fatto che avvicinandosi la pressione al valore per cui la temperatura risulta prossima a quella di autoaccensione, basta la presenza di un punto caldo, come l'isolante della candela, la valvola di scarico o una particella di carbone incandescente per innescare l'accensione prima che scocchi la scintilla. Nella maggioranza dei casi basta adottare una benzina a più elevato numero di ottano per evitare l'inconveniente. I motori a valvole laterali sono più soggetti all'inconveniente che quelli a valvole in testa.

Il problema dell'autoaccensione richiede ancora studi accurati: i laboratori specializzati sono impegnati in ricerche sul-

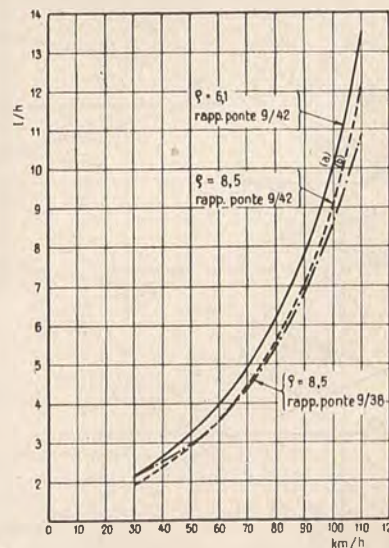


Fig. 9 — Consumo combustibile in l/h ottenibile su strada piana a velocità costante.

l'influenza dei depositi carboniosi, della forma della camera di combustione, della posizione della valvola, della turbolenza, ecc.

Agli effetti dell'apparato di accensione l'aumento del rapporto di compressione o della pressione nei condotti comporta un aumento della tensione da applicarsi

alla candela cioè un maggior voltaggio per il circuito secondario.

A parità di coppia motrice la maggior compressione permette una riduzione della cilindrata. Si avrà quindi una riduzione nelle dimensioni di ingombro dei motori, ma dovendo dare loro maggior rigidità non saranno più leggeri dei mo-

tori attuali. Tuttavia a parità di peso essi potranno avere una dolcezza di funzionamento confrontabile con quella dei motori attuali se si ricorrerà a tutti gli accorgimenti di disegno atti ad irrigidire la struttura del gruppo cilindri, delle testate e di tutti gli organi del manovellismo.

Dante Giacosa

B) Turbine a vapore e a gas

Turbine a ricupero nell'industria

La persistente carenza di energia elettrica, specialmente invernale, che affligge il nostro Paese e che, a quanto è dato prevedere, durerà ancora per parecchi anni, ha fatto ritornare di attualità il dibattito sulla convenienza di provvedere alla costruzione di un adeguato complesso di centrali termiche con turbine a condensazione od a gas per la produzione di energia termoelettrica di integrazione.

È ormai dimostrato che il costo di questi impianti è inferiore a quello degli impianti idroelettrici a serbatoio e che le loro molteplici funzioni, tra cui — predominante — quella della valorizzazione di una cospicua quantità di energia potenziale idroelettrica destinata altrimenti ad andare perduta, sono nettamente insostituibili (1).

Esistono però anche altri tipi di impianti

termici, di cui si parla meno, la realizzazione dei quali seppure non può risolvere da sola la questione dell'ormai permanente disavanzo tra fabbisogno e produzione, può portare un notevole contributo al miglioramento della situazione: intendiamo parlare degli impianti a contropressione adottabili in tutte quelle industrie che, utilizzando il vapore per l'espletamento del ciclo tecnologico di fabbricazione, hanno per così dire a portata di mano la possibilità di produrre energia termoelettrica a condizioni economiche eccezionalmente vantaggiose.

Questi impianti non hanno avuto in Italia a tutt'oggi la diffusione che certamente meritano: cercheremo ora di documentare questa affermazione accennando altresì alle probabili cause di tale stato di fatto.

La quantità di fossile (rapportata a litrantrace da 7000 calorie) destinata a produzione di vapore (escluse le F.F.S.S., la produzione di energia termoelettrica nelle centrali censite dall'ANIDEL, ecc.) è stata nel '48 di circa 5 milioni di tonnellate. Ciò si sono prodotti pressapoco: $5 \cdot 10^8 \times 8 \text{ kg/kg} = 40$ miliardi di kg di vapore.

Ammettendo prudenzialmente che soltanto per il 50% di questa quantità, possa essere considerata una eventuale produzione di energia a ricupero di vapore e supposto che mediamente occorrono 12 kg. di vapore attraversanti la turbina per la generazione di un Kwo, sarebbero pur sempre:

20 miliardi: $12 = \sim 1.600.000.000$ di Kwo/anno

di possibile produzione, cifra tutt'altro che disprezzabile nei confronti dell'intero fabbisogno nazionale e molto superiore alla quantità di energia che si produce attualmente negli impianti a ricupero esistenti.

Infatti nell'anno 1948 si sono prodotti in Italia oltre ai 20,5 miliardi di Kwo degli impianti idroelettrici, 1.020 milioni di Kwo termoelettrici. Di questi, 636 milioni di Kwo sono relativi alle centrali delle imprese elettro-commerciali, 820 milioni alle utilizzazioni geotermiche (Larderello e Volterrano) e 386 milioni si riferiscono agli impianti degli auto-produttori.

Poiché in quest'ultima cifra sono comprese le produzioni dei gruppi elettrogeni e delle centrali private aventi turbine a

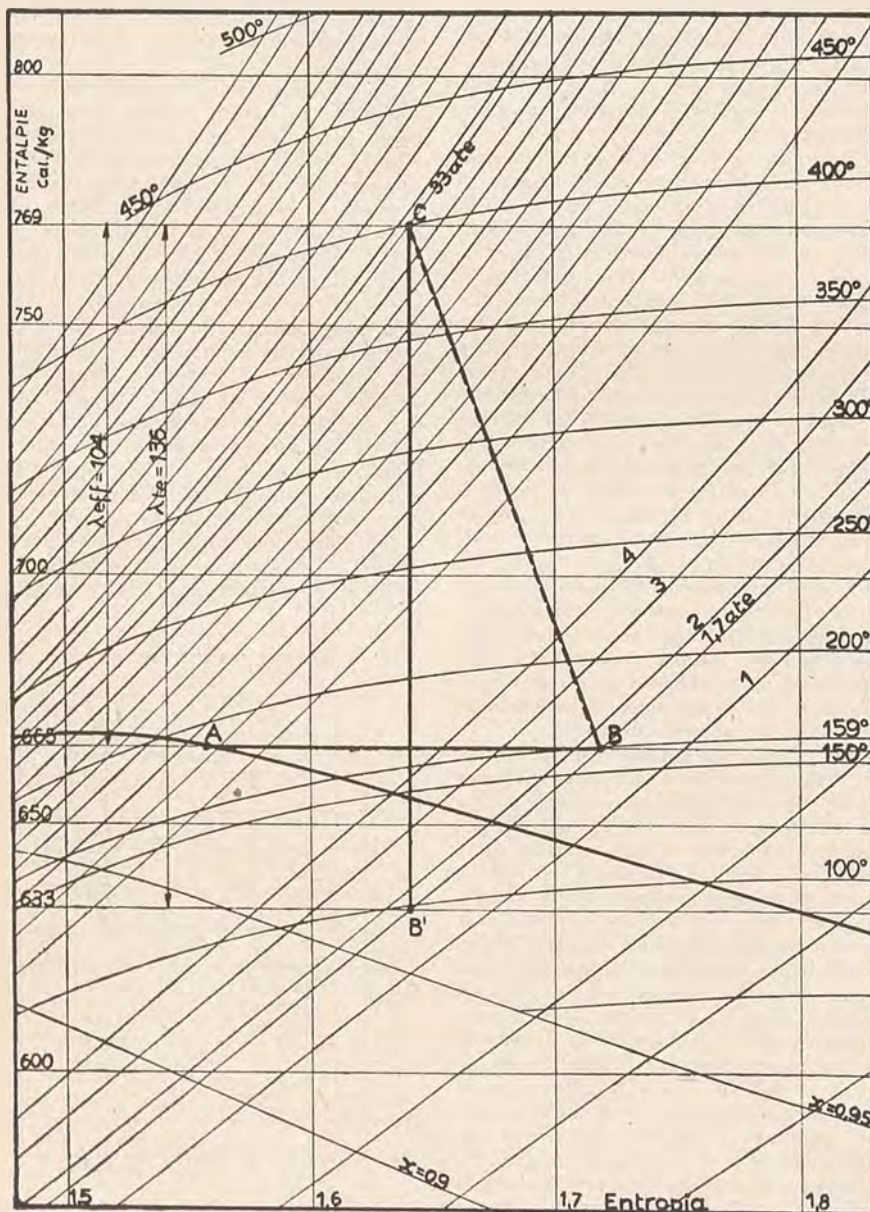


Fig. 1

(1) Dr. Ing. CLAUDIO CASTELLANI. - *Aspetti tecnico-economici della produzione di energia termoelettrica in Italia* (Rendiconti AEI, 1948).

condensazione, è da ritenere che la produzione di energia con impianti a ricupero non abbia superato i 200.000.000 di Kwo.

Le ragioni della ancora scarsa diffusione di tali installazioni devono probabilmente essere ricercate:

a) nella insufficiente conoscenza, da parte degli interessati, delle reali caratteristiche termico-economiche di questi impianti.

Può infatti capitare di sentirsi obiettare che una turbina a ricupero richiede secondo i casi da 8 a 20 kg/vapore per ogni Kwo mentre quella a condensazione ne richiede solo 4 ÷ 5!

Con che evidentemente si ignora o si dimentica che la turbina a contropressione è bensì attraversata dal vapore ma che a questo vapore la turbina sottrae solo una modesta percentuale del suo contenuto termico totale.

In effetto, mentre nelle normali macchine a condensazione circa il 60 ÷ 70% delle calorie contenute nel vapore viene inviato al condensatore che restituisce acqua a bassa temperatura non utilizzabile a fini termici, la turbina a ricupero scarica vapore già condizionato per le utilizzazioni di fabbrica, dopo aver captato allo stesso le calorie necessarie alla produzione di energia.

Per riassumere con un esempio numerico si supponga che in un ipotetico stabilimento si abbia un fabbisogno di vapore degli apparecchi utilizzatori di 10.000 Kg/ora di vapore a bassa pressione a 1,3 Kg/cm² saturo secco.

(Il vapore d'acqua saturo consente di realizzare nel modo più razionale i processi di riscaldamento che si presentano nella pratica per l'elevato coefficiente di trasmissione che esso implica, superiore di 50-100 volte a quello relativo all'uso del vapore surriscaldato).

Sarà opportuno partire dalla centrale di distribuzione a pressione alquanto più alta per fronteggiare la perdita di carico inerente alla distribuzione ed altresì, onde evitare la formazione di condense nelle tubazioni di trasporto, sarà pure opportuno che il vapore abbia e conservi lungo

la rete un certo grado di surriscaldamento (ad es. 1,7 kg/cm² e 159°C.).

Riscontriamo, dall'esame della fig. 1 che un simile risultato può essere ottenuto sia producendo il vapore in caldaie a media pressione e laminandolo in una opportuna valvola di riduzione (A, B) oppure in caldaie a pressione più elevata munite di surriscaldatore, che permettano di alimentare una turbina a contropressione, ad es. a 33 ate e 400°C.

Il vapore attraversando la turbina subirà la trasformazione CB e ogni kg. ammesso passerà dall'entalpia iniziale = 769 calorie/kg. a quella finale = 665 calorie/kg, cioè la turbina sottrarrà ad ogni kg. di vapore 769 - 665 = λ_{eff} = 104 calorie (un turbina perfetta, che trasformasse il vapore secondo la CB, capterebbe ad ogni kg. di vapore 769 - 633 = λ_{te} = 136 calorie; il rapporto

$\frac{104}{136} = 0,77$ si definisce come il rendimento termodinamico della turbina).

La potenza della macchina sarà data dall'espressione:

$$KW = \frac{G \times \lambda_{te} \times \eta_{th} \times \eta_m \times \eta_{el}}{860} \text{ dove}$$

G = portata di vapore in kg/ora,
 λ_{te} = caduta adiabatica disponibile,
 η_{th} = rendimento termodinamico,
 η_m = rendimento meccanico della turbina,
 η_{el} = rendimento elettrico del generatore.

Nel nostro caso supponendo per η_m e η_{el} i probabili valori di 0,97 e 0,95 rispettivamente, avremo:

$$\frac{10.000 \text{ kg/ora} \times 136 \times 0,77 \times 0,97 \times 0,95}{860} = 970 \text{ Kw}$$

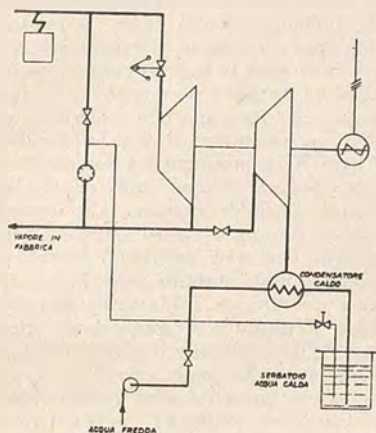


Fig. 2

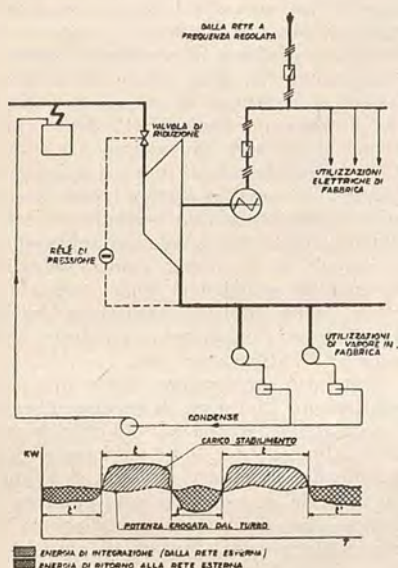


Fig. 3

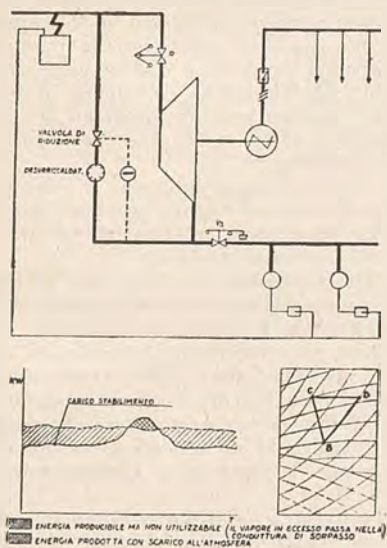


Fig. 4

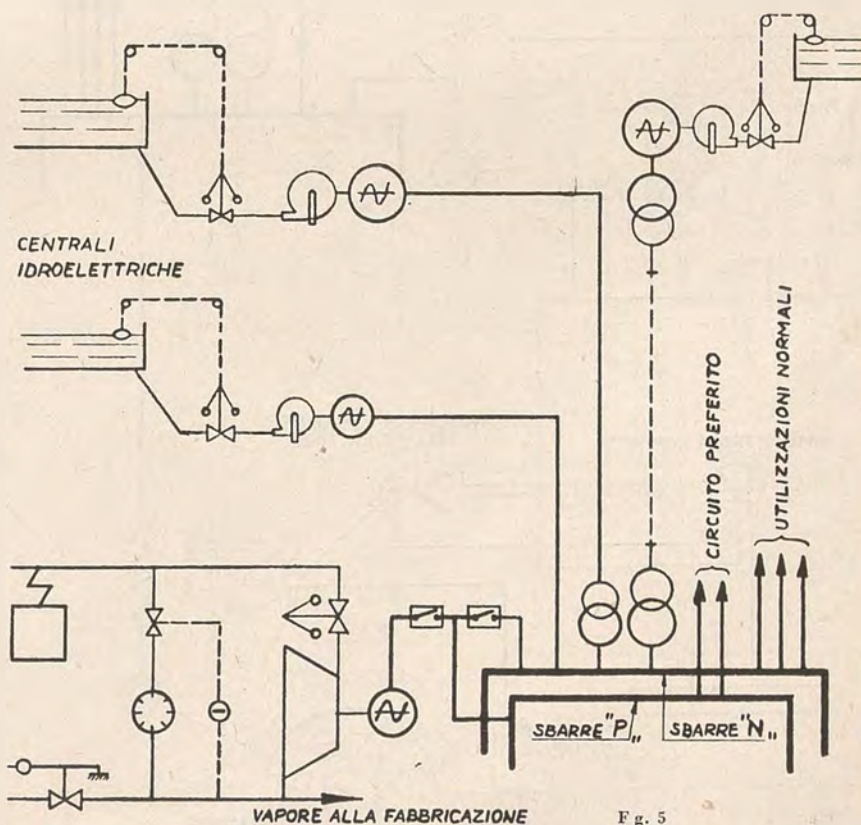


Fig. 5

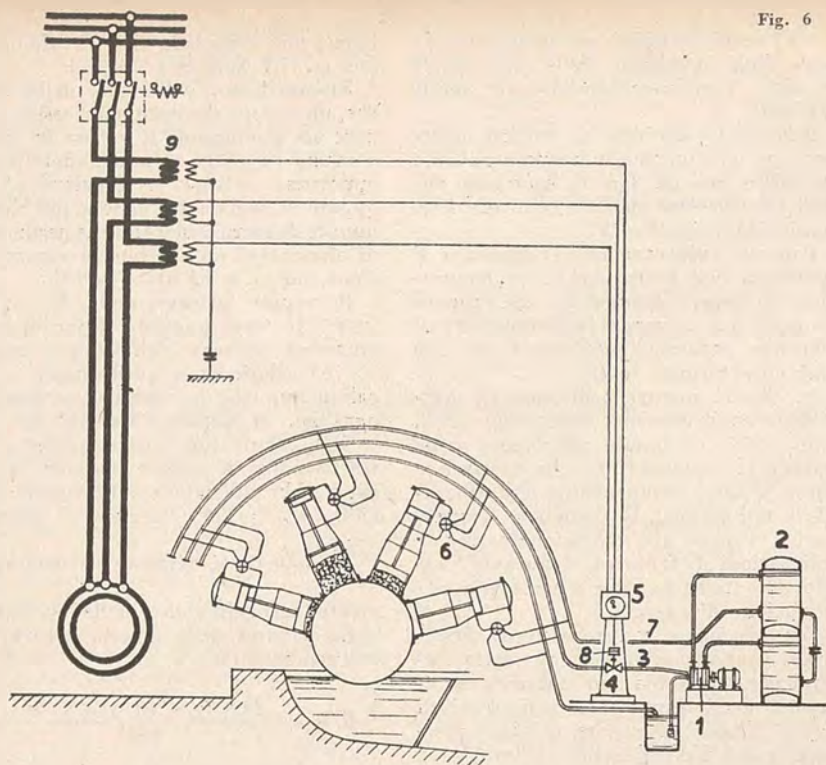


Fig. 6

e la spesa termica per ogni Kwo generato sarà:

$$\frac{860}{0,97 \times 0,95} = 940 \text{ calorie.}$$

Riconosciamo immediatamente che il rendimento termodinamico η_{th} influisce solo sulla potenza massima ottenibile dalla turbina, ma non entra in considerazione per il consumo di calorie per Kwo e ciò in quanto le calorie che la palettatura della turbina non riesce a captare al vapore si ritrovano allo scarico.

Ora un consumo di 940-1100 calorie per ogni Kwo prodotto è talmente favorevole, confrontato con quelli relativi agli impianti a condensazione, alle centrali Diesel e al prezzo stesso dell'energia di acquisto, che non dovrebbe essere più pensabile uno stabilimento industriale avente un discreto fabbisogno di vapore e che se lo produca tal quale senza approfittare della possibilità di produrre energia con turbine a ricupero.

Si tenga presente che considerazioni perfettamente analoghe possono essere svolte per quegli stabilimenti che richiedono oltre al vapore anche acqua calda per l'espletamento del ciclo di fabbricazione; in tal caso alla turbina a semplice contropressione di vapore si sostituirà la turbina a prelievo di vapore e condensatore caldo (fig. 2) le cui caratteristiche quanto al consumo di calorie per Kwa non differiscono da quelle relative alle turbine a ricupero di vapore.

Ma la realizzazione di un impianto a ricupero in una industria richiede un serio e diligente studio preliminare, relativo all'accertamento del reale fabbisogno di vapore o di acqua calda, del diagramma di erogazione dello stesso nel tempo, delle effettive caratteristiche di pressione e temperatura richieste agli apparecchi utilizzatori, ecc.

Tutto ciò presuppone delle accurate misurazioni, l'impiego di strumenti registratori della portata del vapore richiesto dalla fabbrica ed è forse sufficiente spiegazione del fatto che sovente si ritenga più comodo di sopperire alla carenza di energia con l'affrettata installazione di gruppi elettrogeni, magari di occasione, con i risultati invero non brillanti che in molti recenti casi si sono dovuti riscontrare.

b) la turbina a ricupero produce contemporaneamente l'energia e il vapore per gli impianti utilizzatori; la quantità di energia prodotta è d'altra parte funzione del fabbisogno di vapore in fabbrica: sorgono pertanto problemi di esercizio che vanno risolti caso per caso in sede di progetto.

La più razionale soluzione si consegue quando tutto il vapore prodotto, prima di essere avviato agli apparecchi utilizzatori lavora in turbina.

Questa desiderabile fisionomia di funzionamento è evidentemente conseguibile solo quando l'ammissione del vapore in turbina sia unicamente subordinata alle richieste di vapore dalla fabbrica: in questo caso la valvola di ammissione è manovrata da un servomotore che riceve gli impulsi da un relé di pressione che mantiene la turbina a contropressione costante.

In queste condizioni peraltro il generatore erogherà una potenza elettrica variabile nel tempo (con le variazioni del

- | | |
|-----------------------------|---------------------------|
| ① COMPRESSORE A DUE GRADINI | ⑥ ROBINETTO A TRE VIE |
| ② SERBATOIO | ⑦ TUBAZIONE DI MANOVRA |
| ③ TUBAZIONE DI LAVORO | ⑧ PESO ANTAGONISTA |
| ④ VALVOLA DI REGOLAZIONE | ⑨ RIDUTTORE DI INTENSITA' |
| ⑤ MAGNETE ROTANTE | |

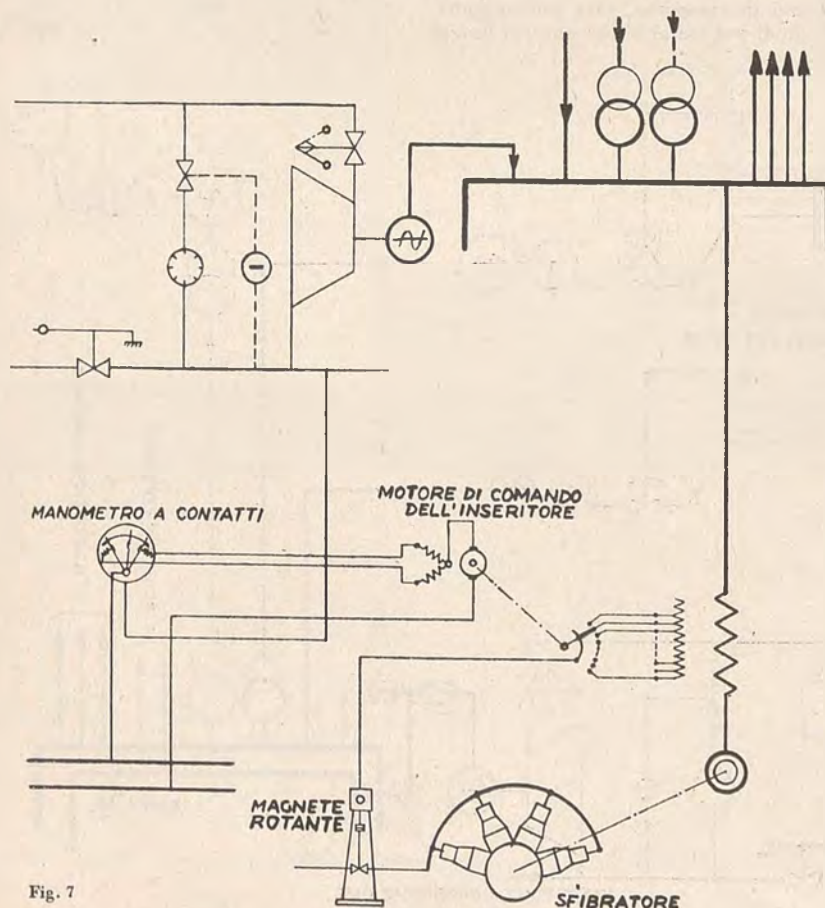


Fig. 7

vapore in turbina) la quale potenza non avrà, di norma, nessuna relazione con il carico elettrico dello stabilimento: sorge il problema della regolazione della frequenza per risolvere il quale occorre realizzare il « parallelo » con una rete a frequenza regolata (eventualmente quella della locale distributrice di energia).

Il diagramma della fig. 3 illustra il caso più generale in cui sia ammessa sia l'integrazione del carico della rete esterna (t) che la restituzione alla stessa rete di quantitativi di energia prodotti dalla turbina in eccesso sul fabbisogno dello stabilimento (t').

Una fisionomia meno vantaggiosa ai fini della quantità massima possibile di produzione di energia ma sempre razionale sotto l'aspetto termico è quella relativa al funzionamento della turbina in servizio isolato.

In questo caso la valvola di ammissione del vapore in turbina deve essere asservita al regolatore di giri per mantenere costante la frequenza della corrente prodotta.

Poichè in generale il fabbisogno di vapore non coincide con quello dell'energia si ricorrerà alla installazione di una conduttura di sorpasso (by-pass) munita di valvola di riduzione automatica a servomotore provvedendo poi al condizionamento della miscela con un desurriscaldamento (fig. 4).

Il diagramma annesso indica la trasformazione che subiscono sia i kg. di vapore attraversanti la turbina (CB) che quelli che vengono dirottati dal relé di pressione nella conduttura di sorpasso (CD: riduzione di pressione; DB: desurriscaldamento).

È appena necessario aggiungere che una simile installazione può essere consentita solo se il fabbisogno di vapore è di norma sempre superiore a quello richiesto dalla turbina per sopperire al fabbisogno elettrico: se ciò non fosse, il regolatore R potrebbe richiedere per mantenere la frequenza, più vapore di quanto ne occorra alla fabbrica con inevitabile scarico all'atmosfera del vapore eccedente attraverso la valvola di sicurezza v_s e grave sciupio di calorie.

Evidentemente la questione potrebbe essere risolta con una turbina a due stadi od a prelevamento (contropressione - condensatore freddo); generalmente queste soluzioni risultano più impegnative, complesse e di minor rendimento globale data la necessità di mantenere raffreddata (con vapore) la parte a condensazione durante l'intero periodo di funzionamento, cioè anche quando essa non è necessaria.

Solo il parallelo elettrico con una produttrice indipendente risolve nel modo più razionale e completo la questione; a questa soluzione i produttori di energia sono generalmente alquanto restii per parecchie ragioni, alcune apparentemente fondate, altre assai meno.

Tra le prime c'è l'opposizione da parte delle imprese elettrocommerciali ad accettare l'energia di ritorno in rete: questa obiezione non pare oggi trovare una efficiente giustificazione dato il fitto sistema di interconnessione in atto tra le diverse produttrici tale da poter garantire che, comunque, l'energia di ritorno potrà venire utilizzata.

Altre obiezioni presuppongono il soddisfacimento di alcune esigenze tecniche che sono perfettamente superabili allo stato attuale degli automatismi elettrici nelle apparecchiature di manovra, ed è pertanto augurabile che il funzionamento in parallelo degli impianti a ricupero con le reti esterne, entri al più presto nella pratica normale dell'esercizio con vantaggio reciproco delle due parti, il produttore e l'utente parzialmente autoproduttore.

Ne trarrà vantaggio — il che ci sembra conti anche di più — l'economia generale, nel quadro della produzione di energia termoelettrica nazionale, effettuata, salvo la geotermica, per la maggior parte con combustibili di importazione.

Ma in una fabbrica una turbina a ricupero può rendere anche altri preziosi

servizi oltre alla produzione economica di energia elettrica: descriveremo ora una installazione che è stata realizzata e che costituisce per così dire un caso limite di tutto quello che si può far fare a una turbina a contropressione.

Si tratta di una grande cartiera che possiede tre centrali idroelettriche (3600 KW di potenza complessiva) e una turbina a ricupero totale dimensionata per il fabbisogno di vapore dello stabilimento della potenza di 1400 KW (fig. 5).

Tutte le centrali (sia le idroelettriche che la termica) funzionano in parallelo fra di loro; al turbogeneratore è stato affidato l'incarico di regolare la frequenza dell'intero sistema: conseguentemente le centrali idroelettriche hanno il regolatore tarato per 51 Hz (in modo che normalmente esso è inattivo e interviene solo in caso di stacco dal parallelo) e l'apertura del distributore è asservita a un galleggiante installato nella camera di carico.

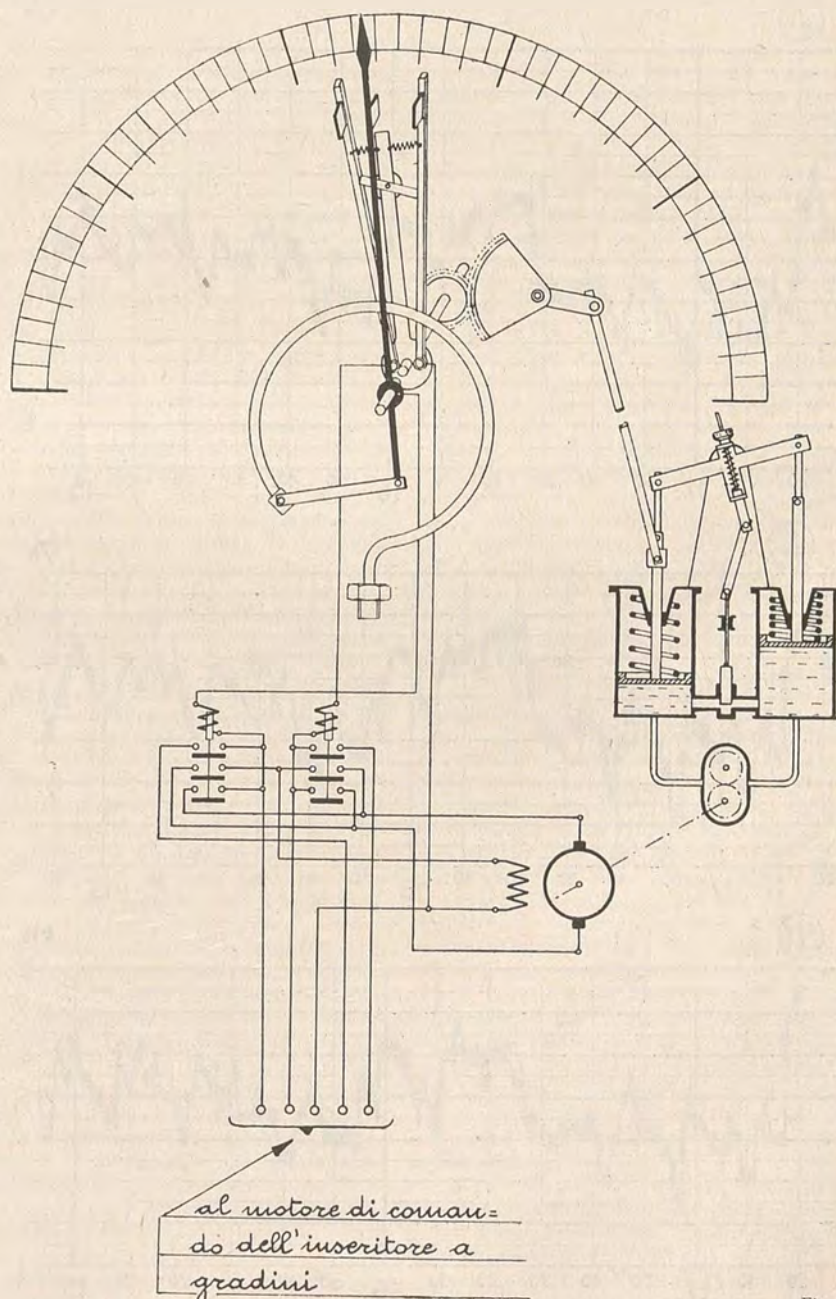


Fig. 8

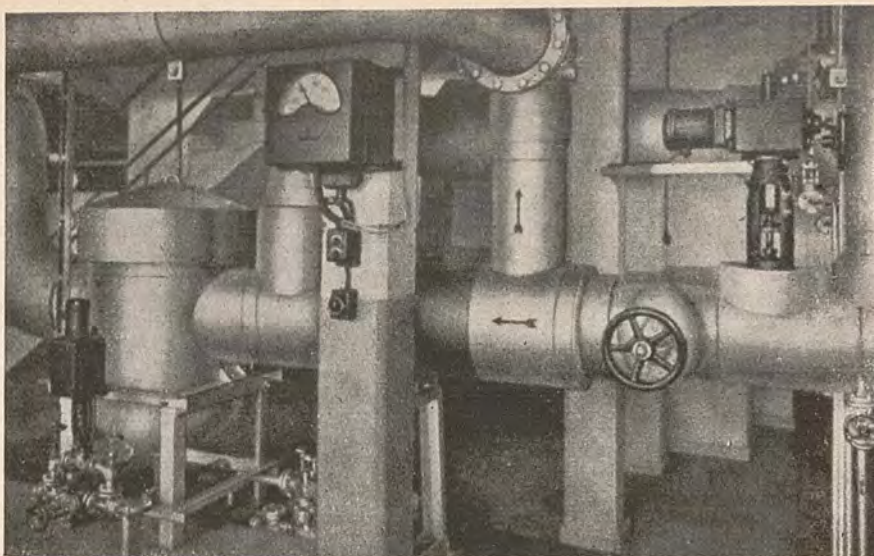


Fig. 9

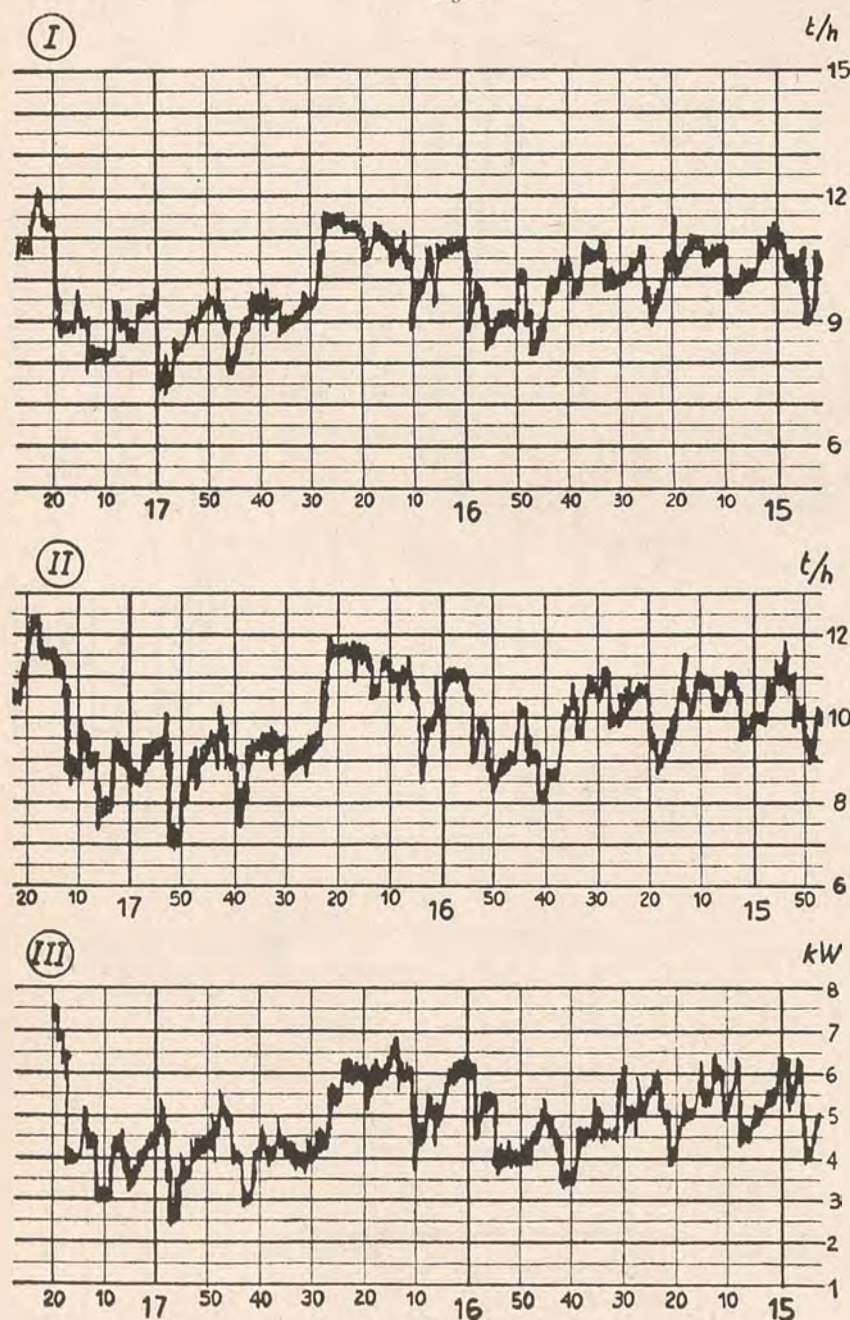


Fig. 10

La scelta del turbogeneratore per regolare la frequenza del complesso deriva dalla ovvia considerazione che il regolatore del motore primo a cui è affidato tale compito deve lasciare defluire una parte del fluido alimentatore (acqua o vapore) senza effetto ai fini della produzione di energia per la necessità di sopprimere senza abbassamenti di frequenza alle punte di carico.

Se il motore primo è una turbina idraulica ciò significa lasciar defluire dallo sfioratore dell'impianto una certa portata che implicherà una perdita netta nel bilancio energetico; se si tratta invece di un motore primo termico il vapore in eccesso potrà defluire attraverso alla conduttura sussidiaria di sorpasso agli apparecchi utilizzatori senza alcuna perdita di calorie.

Oltre alla *regolazione della frequenza*, vennero affidate al turbogeneratore le seguenti importanti funzioni:

— *regolazione della tensione* in partenza dalla cabina principale;

— *produzione della totale energia reattiva* accorrente alle utilizzazioni elettriche (motori asincroni, ecc.) dello stabilimento. (La turbina è ubicata in posizione centrale rispetto allo stabilimento e risulta altresì sensibilmente baricentrica rispetto ai carichi induttivi: la sua potenza in KVA è stata fissata con sufficiente larghezza per permetterle l'erogazione dell'energia reattiva necessaria a consentire il funzionamento a $\cos \varphi = 1$ delle relativamente distanti centrali idroelettriche con sensibile diminuzione delle perdite di linea).

— *alimentazione di un circuito preferenziale*.

Le macchine continue per la fabbricazione del nastro di carta devono essere tenute esenti da interruzioni accidentali di funzionamento in difetto di che si verificano ingenti perdite di materie prime e talvolta danni al macchinario. Esse devono altresì essere alimentate con corrente a frequenza costante. Una prescrizione egualmente impegnativa quanto alle interruzioni è naturalmente di rigore per tutti i servizi inerenti alle macchine e cioè il servizio dell'acqua di fabbricazione, quello del vapore per l'essiccazione, l'illuminazione dei reparti relativi, ecc.

Tutti questi reparti sono stati raggruppati in un unico sorvegliatissimo circuito preferito che in caso di guasti elettrici sugli altri circuiti di fabbrica (o sulle linee di trasporto dell'energia dalle centrali idriche) si stacca automaticamente e funziona in servizio isolato alimentato dalla turbina a vapore.

Il circuito preferito assorbe una potenza di circa 700 KW che la turbina è in grado di fornire in qualunque periodo dell'anno.

La selezione viene realizzata con un particolare dispositivo a base di relé accuratamente tarati; lo stacco del circuito preferito può anche verificarsi in caso di abbassamento anormale della frequenza ed a ciò sopperisce un relé a risonanza di costruzione speciale.

Tutte queste predisposizioni — che evidentemente devono essere tenute in efficienza da personale che conosca il suo mestiere — hanno permesso da molti anni (e permettono tuttora) di mantenere le utilizzazioni sopradescritte al riparo

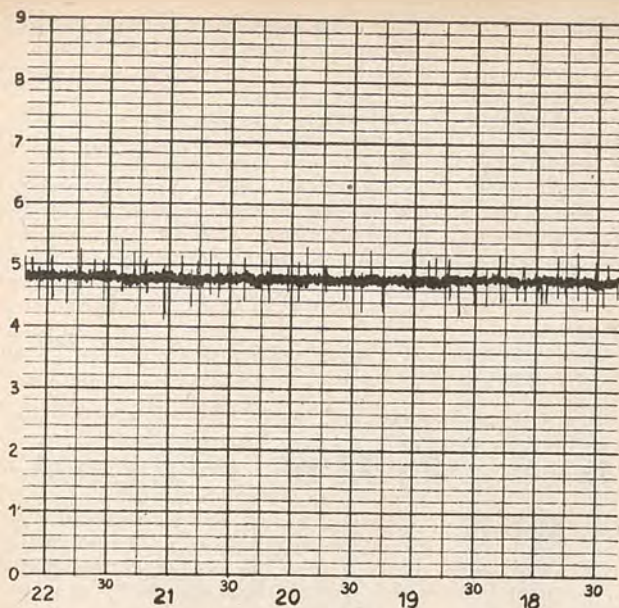


Fig. 11

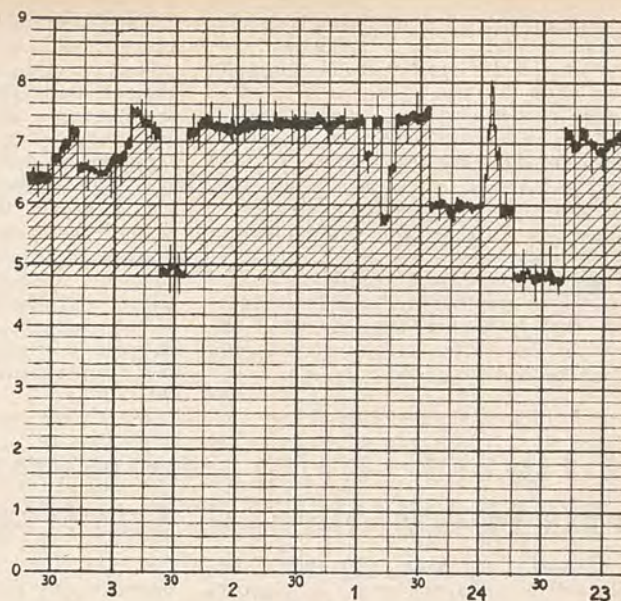


Fig. 12

da ogni accidentale interruzione di corrente.

Una ulteriore funzione è stata affidata alla turbina in questione e precisamente quella di assicurare la integrale utilizzazione di ogni Kwo economicamente producibili.

In effetto si verifica, nello stabilimento in questione, che nei periodi di morbida si ha eccedenza di energia e carenza della stessa nelle magre invernali. (La turbina produce bensì più energia nel periodo invernale dato il maggior fabbisogno di vapore dello stabilimento, ma permane tuttavia un notevole squilibrio tra estate ed inverno).

Si presentò quindi il problema della più conveniente utilizzazione delle eccedenze di morbida al fine di compensare — in tutto od in parte — le deficienze dei periodi di magra. Due soluzioni furono esaminate e precisamente:

— utilizzazione delle eccedenze per produzione di vapore in caldaie elettriche.

Con tale soluzione è possibile risparmiare del combustibile che potrà essere utilizzato a scopo di produzione di energia in periodo di magra: un simile impiego dell'energia di supero non risulta però molto brillante poichè ad ogni Kwo così utilizzato corrispondono circa 820 calorie/fossile risparmiate, mentre ne occorrono circa 5 volte tanto per riprodurre lo stesso Kwo durante la magra con una turbina a condensazione.

— utilizzazione delle eccedenze per fabbricazione di semilavorati (nel caso specifico materie di impasto) i quali, opportunamente immagazzinati, potranno essere impiegati per la fabbricazione nei periodi di deficienza di energia. In tal caso l'energia necessaria per la elaborazione del prodotto, corrisponderà per intero a quella che si potrà risparmiare utilizzando, in periodo di magra, il prodotto immagazzinato.

In una cartiera il semilavorato più importante in quanto interviene nella composizione della maggioranza degli impasti e richiede per la sua produzione ingenti quantità di energia (140 Kwo/q.le) è la pasta legno meccanica.

L'operatrice che produce la pasta legno

è lo sfibratore (fig. 6) costituito da una mola rotante in granito, contro la quale vengono premuti i tronchi di pioppo preventivamente scortecciati e che vengono ridotti in fibre minute dal lavoro di abrasione della mola contro di essi.

La mola è direttamente accoppiata ad un motore elettrico (che nel caso in questione aveva la potenza di 1000 HP) e la potenza assorbita dal complesso dipende dalla pressione con la quale i tronchi sono premuti sulla mola stessa.

La pressione (data da un compressore d'olio o acqua) è regolabile a mezzo di apposita valvola modulatrice che è generalmente asservita ad un regolatore elettrico (magnete rotante) che ha la funzione di mantenere costante la potenza assorbita dalla rete: infatti come si può desumere dalla figura, le oscillazioni del magnete rotante (e quindi la modulazione della valvola di regolazione) dipendono dalla intensità di corrente assorbita dallo sfibratore, riportata in scala secondaria sul magnete rotante, da un apposito trasformatore amperometrico.

È stato abbastanza facile il far assumere allo sfibratore la funzione di *volano di carico elettrico* installando al posto del riduttore originario un riduttore avente prese multiple al secondario (23 per fase) e comandando l'inseritore di rapporto con un motore a doppio senso di rotazione che riceve gli impulsi da un manometro a contatti elettrici installato sulla tubazione di scarico della turbina a vapore.

Il funzionamento del complesso può presentare le seguenti alternative (fig. 7):

a) il fabbisogno di vapore dello stabilimento coincide con quello richiesto dalla turbina per mantenere la frequenza stabilita: in tal caso il valore della contropressione rimane costante e la regolazione non ha motivo di intervenire.

b) il fabbisogno di vapore dello stabilimento è superiore a quello richiesto dalla turbina: la contropressione diminuisce sino a che sta per aprirsi automaticamente la valvola del by-pass e una certa aliquota del vapore prodotto dalle caldaie verrebbe avviata (previo desuriscaldamento) alla fabbrica senza aver

lavorato in turbina. Ma in tal caso il manometro a contatti elettrici interviene a comandare a distanza il motorino dell'inseritore a gradini e viene aumentata la potenza assorbita dallo sfibratore;

c) il fabbisogno di vapore è inferiore a quello richiesto dalla turbina: la contropressione aumenta sino a che sta per aprirsi la valvola di scarico nell'atmosfera. La regolazione interviene allo scopo di ridurre il carico.

Evidentemente per conseguire un esercizio regolare risultò necessario evitare ogni causa di oscillazione pendolare e conseguente intempestivo intervento della regolazione.

Il regolare funzionamento del dispositivo risultò grandemente favorito dalla perfezione del manometro a contatti adottato, vero gioiello di meccanica, munito di perfetti dispositivi di asservimento elastico che resero molto agevole e rapida la messa a punto della regolazione (figg. 8 e 9).

I diagrammi di fig. 10 sono contemporanei e relativi:

curva I — alla portata di vapore misurata da un venturimetro la cui flangia di misura è installata prima della biforcazione tra la turbina e la conduttura di sorpasso. Tale venturimetro misura pertanto la totale quantità di vapore prodotta dalle caldaie;

curva II — alla portata di vapore misurata all'entrata della turbina;

curva III — alla potenza in KW erogata dal turbo generatore.

Dal confronto fra i due venturimetri si ha la conferma del funzionamento corretto della regolazione in quanto si riscontra che tutto il vapore prodotto dalle caldaie e richiesto dalla fabbrica passa prima per la turbina. Cioè la turbina, pur regolando la frequenza, si comporta — grazie alla presenza del carico volano — come una turbina con regolazione sulla contropressione.

Anche la potenza erogata dal turbo segue l'andamento della portata di vapore.

Il diagramma di fig. 11 è relativo al Kwattmetro di uno sfibratore eguale a quello in questione, ma funzionante a carico automaticamente costante; il dia-

gramma di fig. 12 si riferisce invece allo sfibratore asservito alla regolazione descritta: l'area tratteggiata corrisponde all'energia termica di sfioro cioè all'energia prodotta con quei quantitativi di vapore, di disponibilità variabile nella giornata, che senza regolazione sarebbero stati convogliati direttamente alla fabbrica attraverso la condotta sussidiaria di « sorpasso », senza aver prima lavorato in turbina.

Lo sfibratore può utilizzare mediamente un quantitativo di energia superiore del 30% circa a quello che risulterebbe disponibile ove la regolazione non fosse stata in funzione.

Per finire, oltre alle installazioni nelle industrie di cui si è finora trattato è opportuno accennare ad un'altra applicazione degli impianti a ricupero che dovrà certamente imporsi nell'avvenire: precisamente quella relativa alla contemporanea produzione di energia e calore per riscaldamento, specie nei grandi centri urbani dell'Italia settentrionale dove la necessità del riscaldamento si verifica precisamente durante il periodo di magra degli impianti idroelettrici alimentati dai fiumi alpini.

Tali impianti dovrebbero essere realizzati con la creazione di centrali termiche a contropressione di vapore od a conden-

satore caldo, per la produzione centralizzata di acqua calda per riscaldamento, da distribuirsi agli utenti come avviene per il gas e l'acqua potabile.

Impianti del genere sono già funzionanti da tempo (Zurigo, Detroit): in una comunicazione del prof. M. Semenza (Rendiconti AEI 1942) si concludeva per una possibile produzione di circa 500 milioni di Kwo invernali per la sola città di Milano e più di 1 miliardo di Kwo ove tali installazioni fossero state estese ad alcune altre città del nord Italia.

Pietro Rossi

Limiti alla convenienza della rigenerazione nelle turbine a gas

In questo articolo mi propongo di impostare da un nuovo punto di vista, la discussione sul beneficio di rendimento conseguibile con l'impiego di un rigeneratore termico in un impianto di turbina a gas.

La pratica della rigenerazione — consistente nel preriscaldare l'aria compressa avviata alla camera di combustione per mezzo dei gas ancora caldi e già espansi nella turbina — viene normalmente presentata come uno dei mezzi più efficaci per migliorare il rendimento di un impianto. Per dimostrarlo si confrontano due cicli — con e senza rigenerazione — aventi, oltre che uguali temperature estreme, lo stesso rapporto di compressione. Allora il ciclo rigenerativo consente, a pari lavoro ottenuto, il risparmio di tutto il calore di preriscaldamento ceduto dai gas di scarico. Così prospettato il beneficio di rendimento è ovvio.

Senonchè è pure noto dalla termodinamica che, dato un ciclo ideale rigenerativo, si può sempre costruire un ciclo ideale non rigenerativo con le stesse temperature estreme e di ugual rendimento. È sufficiente allo scopo sostituire con due adiabatiche le due fasi isobare di rigenerazione (v. fig. 1). Allora le quantità di calore fornite e sottratte risultano uguali nei due casi e perciò uguali risultano pure i rendimenti. Per questo motivo le fasi rigenerative vengono chiamate isodiabatiche.

Risulta che i due cicli hanno ora uguali le temperature estreme di combustione, e perciò hanno entrambi il rendimento di un ciclo di Carnot operante tra le isoterme A e C (oppure B e D).

L'equivalenza dei due cicli ideali può ancora essere interpretata nel modo seguente. Tra le isoterme B e C si può rigenerare l'energia dei gas scaricati dalla turbina D-C per cui l'entalpia disponibile è:

$$\Delta i = \int_B^C (T \, dS + v \, dp)$$

in due modi:

— o sotto forma puramente termica con evoluzioni isobare

$$\Delta i = \int_B^C T \, dS$$

per mezzo di uno scambiatore di calore [v. figura 2 (a)];

— o sotto forma puramente meccanica con evoluzioni adiabatiche

$$\Delta i = \int_B^C v \, dp$$

per mezzo di un gruppo turbina-compressore [vedi fig. 2 (b)].

È ovvio che in realtà i due compressori A-B e B-C potranno essere le due parti di una stessa macchina, come pure le turbine D-C e C-B. La scissione verrà mantenuta per chiarire il confronto tra i due cicli in condizioni reali di funzionamento; questo essendo il confronto tecnicamente interessante.

Osserviamo anzitutto che l'imperfezione delle sole macchine A-B e D-C — per cui le evoluzioni relative sono ad entropia crescente anziché isentropiche — ha le stesse conseguenze su entrambi i cicli, aventi ancora uguali temperature estreme di combustione (evoluzioni pun-

teggiate in fig. 1); cioè ne risultano peggiorati in eguale misura i rendimenti, mentre l'intervallo di rigenerazione (C-B) viene spostato fra temperature più elevate (C'-B').

Passando a considerare l'imperfezione degli apparecchi di rigenerazione — inseriti tra le isoterme B e C (o B' e C') — è facile prevedere questo risultato qualitativo:

— se possiamo disporre di uno scambiatore ad elevata efficienza e di un gruppo turbina-compressore con basso rendimento, per realizzare il massimo rendimento dell'impianto dobbiamo scegliere la rigenerazione termica, cioè il ciclo rigenerativo (con basso rapporto di compressione);

— se viceversa lo scambiatore disponibile è poco efficiente e il gruppo turbina-compressore ha elevato rendimento, dobbiamo scegliere la rigenerazione meccanica, cioè il ciclo non rigenerativo (con alto rapporto di compressione).

È perciò soltanto in condizioni reali di funzionamento — cioè con apparecchi incapaci di realizzare le evoluzioni ideali — che vengono a delimitarsi due campi in cui i cicli più convenienti sono rispettivamente quello rigenerativo e quello non rigenerativo.

Ciascuno dei due cicli è completamente individuato dal valore di una sola variabile indipendente (ad esempio dal rapporto di compressione); se non esistono esigenze particolari da soddisfare, si sceglie quel valore della variabile indipendente che rende massimo il rendimento del ciclo.

Il solo criterio corretto di confronto — ed è facile riconoscere che si tratta del solo criterio univoco e svincolato dalla

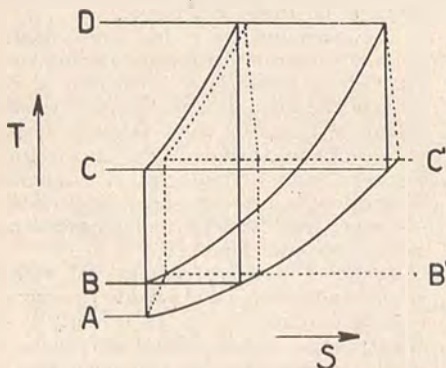


Fig. 1

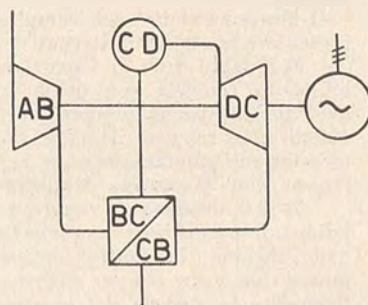


Fig. 2 a

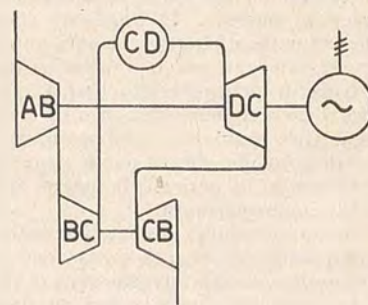


Fig. 2 b

scelta della variabile indipendente — è dunque quello istituito in condizioni di massimo rendimento.

Si confronteranno perciò nella discussione analitica che segue, il miglior ciclo rigenerativo con il miglior ciclo non rigenerativo, ottenibili con macchine di dato rendimento, scambiatori di data efficienza e prescritto valore della temperatura massima di combustione; le forme dei due cicli risulteranno completamente differenti corrispondendo alle rispettive e differenti condizioni di massimo rendimento.

Per impostare in modo semplice la trattazione analitica trascuriamo la variabilità dei calori specifici, le perdite di pressione e di calore nelle camere di combustione e negli scambiatori, la differenza tra le portate di gas combusti e di aria, le resistenze passive di natura meccanica.

Faremo perciò soltanto uso dei parametri:

— τ rapporto tra le temperature massima e minima del ciclo. Questo parametro, essenziale in ogni considerazione sui cicli reali, caratterizza lo stato della tecnica metallurgica che fissa la massima temperatura tollerabile dalla turbina.

— μ rendimento di stadio (o infinitesimo, o politropico o idraulico) delle macchine: turbine (D-C e C-B) e compressori (A-B e B-C). Questo parametro, più che il rendimento adiabatico, è atto a caratterizzare la perfezione intrinseca di una macchina. L'assumere poi lo stesso valore per le turbine e i compressori non costituisce soltanto una semplificazione analitica ma è giustificato dalla constatazione che le attuali differenze tra i rendimenti adiabatici delle due macchine sono proprio di un ordine di grandezza imputabile ai coefficienti di ricupero e controricupero.

— σ efficienza dello scambiatore di

calore: è definita come rapporto tra il calore effettivamente rigenerato e quello idealmente rigenerabile; ne risulta perciò immediatamente (dall'equazione della trasmissione) la relazione:

$$[1] \quad \frac{\sigma}{1-\sigma} = \frac{h S}{c_p G}$$

in cui S è la superficie di trasmissione, h il coefficiente di trasmissione, c_p il calore specifico, G la portata in peso.

Risulta così che σ è direttamente legato al valore della superficie per unità di portata; ma di un impianto in progetto è data la potenza mentre la portata — rapporto fra potenza e lavoro specifico — dipende dal rapporto di compressione che si adotterà. Sarebbe perciò corretta la scelta di un parametro direttamente legato alla superficie per unità di potenza, questo soltanto, e non σ , potendo essere attendibilmente previsto in sede di progetto.

Così si potrà e converrà procedere nello studio di ogni caso particolare, ma in una discussione generale ne verrebbero eccessivamente complicate le operazioni analitiche senza essenziali modifiche sui risultati.

Infine come variabile indipendente ψ assumiamo per entrambi i cicli il rapporto tra le temperature ideali estreme di compressione, cioè il rapporto di compressione elevato alla potenza $(K-1)/K$, K essendo il rapporto tra i calori specifici a pressione e a volume costante. La scelta di questa variabile indipendente — oltre a sveltire i calcoli numerici — ha il pregio, rispetto alla scelta del rapporto di compressione, di svincolare ogni successiva considerazione dalla natura del fluido motore (cioè da K).

Con le precedenti assunzioni il rendimento del ciclo rigenerativo ha l'espressione:

$$[2] \quad \eta_R = \frac{\tau \left(1 - \frac{1}{\psi^\mu}\right) - (\psi^{1/\mu} - 1)}{\tau \left(1 - \frac{1}{\psi^\mu}\right) + (1-\sigma) \left(\frac{\tau}{\psi^\mu} - \psi^{1/\mu}\right)}$$

La relazione

$$[3] \quad [(\tau+1)\sigma-1]\bar{\psi}^{(1+\mu^2)/\mu} - (2\sigma-1)(1+\mu^2)\bar{\psi}^{1/\mu} + \tau\mu^2[(\tau+1)\sigma-\tau] = 0$$

ottenuta, annullando la derivata di η_R rispetto a ψ , definisce implicitamente, quel valore $\bar{\psi}$ di ψ che rende massimo il rendimento del ciclo, in funzione dei soli parametri tecnici μ , σ , τ .

Introducendo tale valore di ψ nella [2] si otterrebbe l'espressione

$$[4] \quad \bar{\eta}_R = f(\mu, \sigma, \tau)$$

del rendimento in condizioni di ottimo, funzione dei soli parametri tecnici.

Le espressioni analoghe alle [2] [3] [4] per il ciclo non rigenerativo si possono immediatamente ottenere ponendo $\sigma = 0$ nelle precedenti:

$$[5] \quad \eta_N = \frac{\tau \left(1 - \frac{1}{\psi^\mu}\right) - (\psi^{1/\mu} - 1)}{\tau - \psi^{1/\mu}}$$

$$[6] \quad \bar{\psi}^{(1+\mu^2)/\mu} - (1+\mu^2)\bar{\tau} \bar{\psi}^{1/\mu} + \tau^2 \mu^2 = 0$$

$$[7] \quad \bar{\eta}_N = g(\mu, \tau)$$

Ad ogni punto dello spazio tecnico (di coordinate μ , σ , τ) vengono così ad essere associati sia il ciclo ottimo rigenerativo (caratterizzato da $\bar{\psi}$ ed $\bar{\eta}_R$) che il ciclo ottimo non rigenerativo (caratterizzato da $\bar{\psi}$ ed $\bar{\eta}_N$).

Lo spazio tecnico è perciò diviso dalla superficie di equazione

$$[8] \quad F(\mu, \sigma, \tau) = f(\mu, \sigma, \tau) - g(\mu, \tau) = 0$$

in due campi:

— il campo (R) di convenienza del ciclo rigenerativo in cui $\bar{\eta}_R > \bar{\eta}_N$;

— il campo (N) di convenienza del ciclo non rigenerativo in cui $\bar{\eta}_N > \bar{\eta}_R$.

Pur non essendo esplicitabili le [4] e [7] per l'impossibilità di eliminare $\bar{\psi}$ tra le [2] e [4] e $\bar{\psi}$ tra le [5] e [6], ulteriori considerazioni termodinamiche ed analitiche — qui tralasciate — conducono alla seguente espressione della [8] risolta rispetto a σ :

$$[9] \quad \sigma = \frac{\frac{1+\mu^2\tau}{1+\mu^2} - \tau^{1/(1+\mu^2)}}{\frac{1+\tau}{2} - \tau^{1/(1+\mu^2)}}$$

Questa espressione è esatta per $\sigma = 0$ e $\sigma = 1$; per tali valori la scelta di σ — come parametro esprimente l'efficienza dello scambiatore — non è criticabile in quanto vi corrispondono rispettivamente superfici di trasmissione nulle ed infinite sia riferite alla portata che alla potenza dell'impianto.

Per valori intermedi di σ la [9] dà risultati bene approssimati a quelli molto più laboriosamente ottenibili per via numerica dalle [2] [3] [5] [6].

La superficie di equazione [9], confine tra i due campi di convenienza (N) ed (R), è rappresentata in fig. 3.

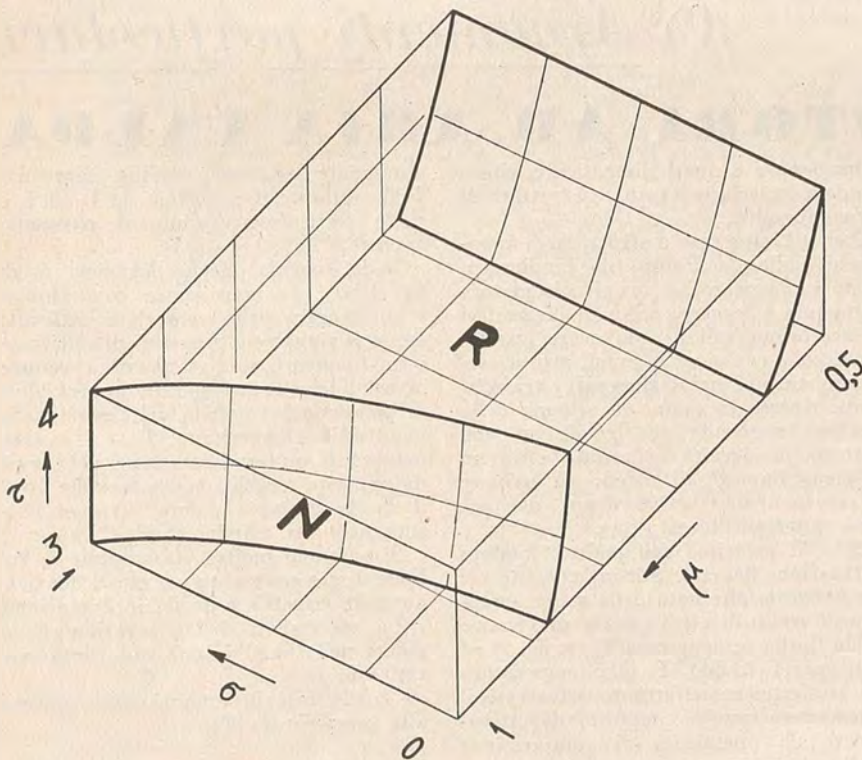


Fig. 3

Per completare la delimitazione del Campo (R) è pure illustrata la superficie su cui si annulla il rendimento $\bar{\eta}$ del ciclo ottimo. Questa superficie ha la semplicissima equazione:

$$[10] \quad \tau \mu^2 = 1$$

di ovvia interpretazione (ed ottenuta direttamente ponendo $\bar{\psi} = 1$ nella [3] con cui la [2] dà $\bar{\eta} = 0$).

Come già si era previsto qualitativamente il campo (N) è caratterizzato da alti rendimenti delle macchine e basse efficienze degli scambiatori; è altrettanto intuitivo che il piano $\mu = 1$, si trovi nel campo (N) mentre il piano $\sigma = 1$ si trova in (R).

Per la retta intersezione dei due piani $\mu = 1$ e $\sigma = 1$ passa la superficie [9]; infatti con macchine e scambiatori perfetti si può indifferentemente realizzare il rendimento massimo:

$$\frac{1}{1 - \tau}$$

con un ciclo rigenerativo avente $\bar{\psi} = 1$ oppure con un ciclo non rigenerativo avente $\bar{\psi} = \tau$, cioè con cicli aventi le temperature estreme di combustione coincidenti. Si tratta di cicli limite con lavoro fornito e calore somministrato nullo, ma di rendimento uguale a quello di un ciclo di Carnot, operante tra le temperature estreme dell'ambiente e massima di combustione.

La superficie [9] interseca il piano $\sigma = 0$ secondo una curva che separa i cicli ottimi non rigenerativi in due tipi:

— quelli appartenenti al campo (N) in cui la temperatura finale di espansione è minore della temperatura finale di compressione e perciò possono esser correttamente chiamati a rigenerazione meccanica;

— quelli appartenenti al campo (R) in cui la temperatura finale di espansione è maggiore della temperatura finale di compressione e perciò consentono, sempre con beneficio di rendimento, la rigenerazione termica, per poco efficiente che essa sia.

Il risultato nuovo e qualitativamente imprevedibile è che aumentando τ si estende la zona (N); cioè evolvendo la tecnica verso maggiori temperature massime di combustione viepiù si affermerà — purché si sappiano convenientemente realizzare forti rapporti di compressione — il ciclo non rigenerativo rispetto a quello rigenerativo che, per dare uguali rendimenti, richiederebbe superfici di trasmissione sempre maggiori e perciò, oltre un certo limite, irrealizzabili.

Per illustrare l'interesse d'attualità della precedente discussione analitica sviluppiamo ora qualche esempio numerico.

La tecnica mette oggi a disposizione macchine con rendimento di stadio

$$\mu = 0,875$$

(che significa rendimenti adiabatici un po' minori per i compressori e un po' maggiori per le turbine); le attuali leghe metalliche permettono di raggiungere temperature massime di combustione di circa 1000°K, cioè supposto l'ambiente a 288°K, un valore.

$$\tau = 3,5.$$

Con questi dati la [9] dà il valore minimo di σ per cui comincia a risultare vantaggioso l'impiego di uno scambiatore di calore; si ha

$$\sigma = 0,234$$

cui corrisponde per la [1] una superficie di trasmissione per unità di portata

$$S/G = \frac{c_p}{h} = 0,306.$$

Quando, sempre con $\tau = 3,5$, si raggiungerà il valore

$$\mu = 0,900$$

la σ minima per una vantaggiosa rigenerazione risulterà

$$\sigma = 0,480$$

e perciò

$$S/G = \frac{c_p}{h} = 0,923;$$

cioè la superficie per unità di portata dovrà essere

$$\frac{0,923}{0,306} = 3,02$$

volte maggiore della attuale.

Quando invece, sempre con $\mu = 0,875$ si raggiungerà il valore

$$\tau = 4$$

la σ minima per una vantaggiosa rigenerazione risulterà

$$\sigma = 0,350$$

e perciò

$$S/G = \frac{h}{c_p} = 0,540;$$

cioè la superficie per unità di portata dovrà essere

$$\frac{0,540}{0,306} = 1,76$$

volte maggiore dell'attuale.

Si può dunque concludere che l'impiego di scambiatori di calore negli impianti di turbina a gas — giudicato dal punto di vista del rendimento, tralasciando cioè altre cause che ne rendono discutibile la convenienza — costituisce soltanto un miglioramento transitorio legato allo stato attuale della tecnica.

Gianni Jarre

C) Argomenti particolari

RECENTI MOTORI AD ARIA CALDA

1. — Alcune speciali applicazioni hanno ridestato l'attenzione sul ciclo termodinamico che prende il nome dallo Stirling.

Esso interpreta in modo schematico le caratteristiche di funzionamento dell'omonimo motore ad aria calda, che fu ideato nel 1816 ed il cui primo esemplare data dal 1818, da un'epoca cioè nella quale le basi scientifiche della termodinamica non erano ancora state poste e mancavano i mezzi per affrontare lo studio organico delle trasformazioni che vi si succedevano.

Vari costruttori lo applicarono quando si comprese che il principio della rigenerazione termica sul quale è fondato permette, almeno idealmente, di raggiungere la maggiore efficienza ottenibile in un motore termico da un dato salto di temperatura.

Tali applicazioni durarono per tutto il secolo scorso e, sempre meno diffusamente, fino al primo decennio dell'attuale.

Difficoltà costruttive di vario genere da una parte, il soverchiante successo delle macchine a vapore e poi di quelle a combustione interna dall'altra, lo fecero

abbandonare e quasi dimenticare, rimanendone traccia soltanto nei trattati di termodinamica.

Nel 1937 una casa costruttrice di apparecchi radio, la Philips di Eindhoven, postasi alla ricerca di un piccolo motore autonomo e leggero, privo di dispositivi di accensione tali da provocare interferenze colle emissioni e quindi atto a corredare stazioni mobili riceventi e trasmettenti, riprese in esame lo schema dello Stirling, riuscendo poi, grazie ad una notevole modernità di vedute e ad un cospicuo impiego di mezzi, ad arrivare a soluzioni costruttive degne del più vivo interesse tecnico (1).

2. — Il principio sul quale è fondata l'attuazione del ciclo Stirling consiste nel trasferimento alternato della stessa quantità di aria o di altro gas fra uno spazio caldo C alla temperatura T_c (v. fig. 1) ed uno spazio freddo F alla temperatura T_f , trasferimento effettuato attraverso il rigeneratore termico e seguito rispettivamente da operazioni di compressione e di espansione.

Il rigeneratore, colle sue superfici mi-

nutamente suddivise, assorbe calore dal fluido durante il passaggio da C ad F e glielo restituisce durante il passaggio opposto.

Nello schema ideale del ciclo (vedi fig. 1 bis), da considerare come limite a cui tendere nelle operazioni reali allo scopo di giungere al massimo di efficienza, i trasferimenti sono effettuati a volume invariabile e senza caduta apprezzabile di pressione per attrito nel rigeneratore, mentre le temperature T_c e T_f sono mantenute uniformi e costanti nel tempo da apposite sorgenti termiche colle quali il fluido scambia calore attraverso la superficie dei cilindri C ed F.

Si suppone inoltre trascurabile il volume di gas contenuto nei meati del rigeneratore rispetto a quello in evoluzione.

La successione delle operazioni è indicata nella fig. 1 in cui sono rappresentati con:

a) la fase di compressione isoterma alla temperatura T_f ,

(1) Cfr. *Revue Philips*, 1946-1947.

b) il trasferimento da F a C a volume complessivo V_1 invariabile,

c) l'espansione isoterma alla temperatura T_c ,

d) il trasferimento da C ad F a volume complessivo V_2 invariabile.

Il lavoro utile è la differenza fra quello sviluppato nella fase c) e quello richiesto dalla a).

Scambi di calore, nell'uno o nell'altro senso, avvengono in tutte le fasi.

Nulla è concettualmente modificato se si altera la disposizione del primo schema disponendo, ad esempio, i cilindri, invece che sullo stesso asse, cogli assi paralleli fra loro come in fig. 2, od a V (fig. 3), o ancora paralleli, ma secondo una successione che permette di utilizzare entrambe le facce degli stantuffi, senza altra limitazione nel loro numero all'infuori di quella imposta da considerazioni di carattere costruttivo (fig. 4).

E nemmeno si introducono modificazioni concettuali se si immagina di localizzare gli scambi termici in camere apposite C ed F diverse dai cilindri, purché in tal caso questi cilindri si suppongano termicamente isolati dall'ambiente, e si estendano agli scambiatori di calore ed ai condotti di collegamento le ipotesi già indicate relative alla trascurabilità dell'attrito e del volume degli spazi morti.

Nel tipo primitivo costruito dallo Stirling (v. fig. 5 e 5 bis) (2) le camere C ed F risultavano dai due lati dello

(2) La fig. 5 bis è il disegno che corredeva il brevetto n. 8652 del 1840, preso dal Dr. Robert Stirling, l'inventore, e dal fratello James che collaborò alla costruzione. Il tipo è un po' modificato rispetto al primitivo, brevetto n. 4081 del 1816. Cfr. *The Engineer*, 12 dicembre 1947, pag. 549.

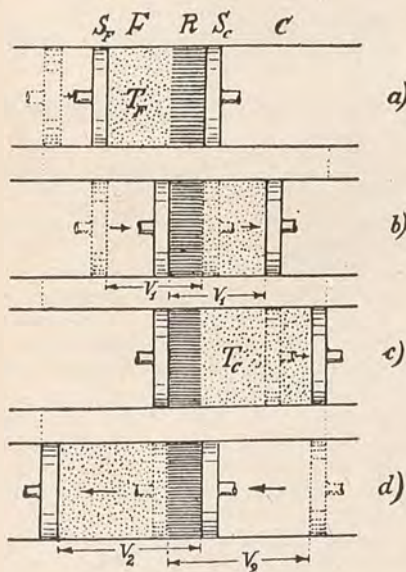


Fig. 1

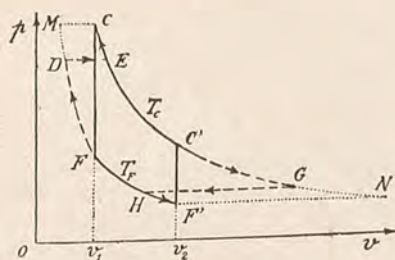


Fig. 1 bis

stesso stantuffo S, utilizzato per il trasferimento alternato dell'aria, mentre le variazioni del volume complessivo del gas, e quindi la produzione di energia meccanica, avevano luogo nel cilindro motore M, distinto dal precedente e di minori dimensioni.

Soltanto in questo cilindro motore si poteva rilevare un diagramma d'indicatore avente l'aspetto che si dà di solito al ciclo nelle trattazioni termodinamiche.

Altra ingegnosa disposizione, applicata dalla Philips, è indicata nella fig. 6. È lo stantuffo inferiore che ha qui la funzione di stantuffo motore e l'insieme si presenta come un monocilindro con un albero di dimensioni limitate. Lo stantuffo di trasferimento è ordinariamente di forma molto allungata allo scopo di ridurre la trasmissione del calore dalla faccia calda alla fredda e gli anelli elastici di tenuta sono disposti in prossimità della faccia fredda.

3. - Il bilancio termico del ciclo si imposta prendendo in esame gli scambi di calore a cui è soggetto il fluido nelle successive trasformazioni e scrivendo che la loro somma algebrica equivale al lavoro sviluppato.

In una comunicazione presentata al 3° Congresso Nazionale dell'Associazione Termotecnica Italiana (3) ho mostrato che lo schema abituale del ciclo (successione alternata di 2 isoterme e di 2 isocore) non tiene conto che in modo sommario delle modificazioni derivanti dall'applicazione del rigeneratore, la quale richiede una trattazione ispirata ai principi della Termodinamica delle trasformazioni a massa variabile (4).

Da quella indagine si deduce che durante le operazioni di trasferimento agli scambi di calore col gas partecipa non soltanto il rigeneratore [con una quantità pari, per ogni kg di gas, a $c_p (T_c - T_F)$ e non a $c_v (T_c - T_F)$] (5), ma anche entrambe le sorgenti termiche, con quantità pure alternate periodicamente nel tempo, date per la sorgente fredda dalla espressione:

$$(c_p - c_v) \frac{T_c T_F}{T_c - T_F} \left[1 - \frac{T_F}{T_c} - \ln \frac{T_c}{T_F} \right] \quad [1]$$

e per la calda da una espressione analoga in cui T_c e T_F si scambiano nei termini fra parentesi.

Anche le sorgenti funzionano dunque in parte da rigeneratrici termiche e il non tenerne conto importa nei bilanci termici delle fasi di trasferimento degli errori che per l'aria giungono al 40 %. La fig. 1 bis dà graficamente l'idea dell'impostazione del problema.

Un esempio numerico può servire a chiarire questo punto. Se T_c e T_F sono

(3) Cfr. ATA, n. 1, 1949.

(4) Cfr. C. CODEGONE, *Termodinamica delle macchine combinate a gas e a vapore*, « La Termotecnica », 1947, n. 1.

(5) c_p rappresenta, come di consueto, il calore specifico a pressione costante, c_v quello a volume costante.

Fig. 5 bis

Working Piston = Stantuffo motore
Transfer Piston = Stantuffo di trasferimento
Cold Space = Spazio freddo
Hot Space = Spazio caldo
Brickdust = Polvere di mattone
Regenerator = Rigeneratore
Cooler = Raffreddatore
Furnace = Focolaio.

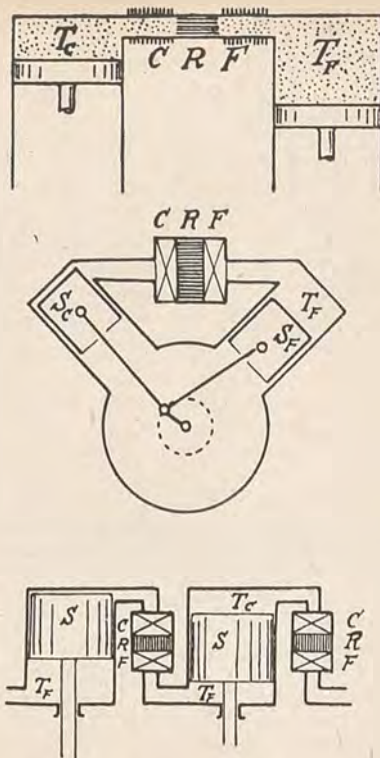


Fig. 2 - 3 - 4

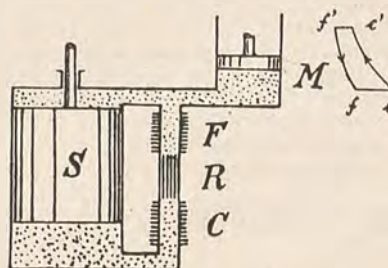
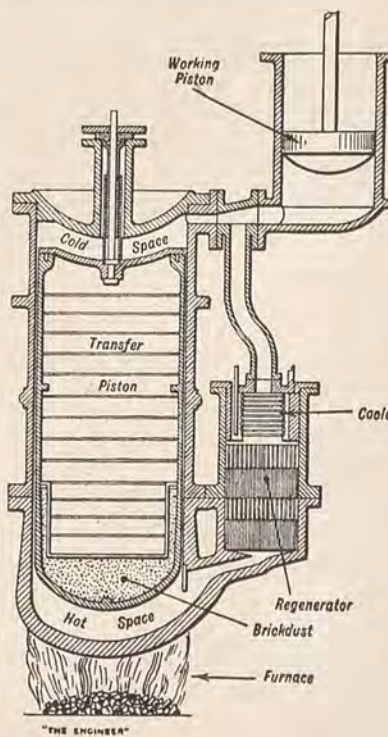


Fig. 5



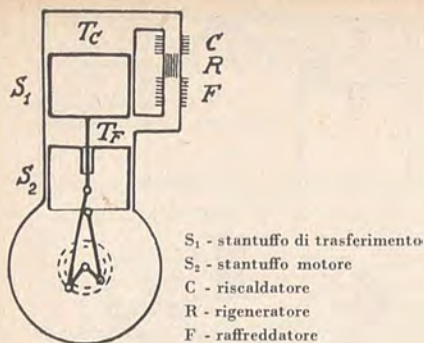
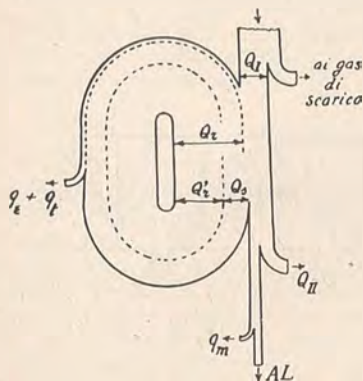


Fig. 6



- Q_I - calore dato
 Q_{II} - calore tolto
 Q_r - calore (dal rigeneratore = Q_r)
 rigenerato (dalle sorgenti = Q_s)
 AL - lavoro
 q_e - perdite termiche del rigeneratore
 q_t - perdite termiche della macchina
 q_m - perdite meccaniche.

Fig. 7

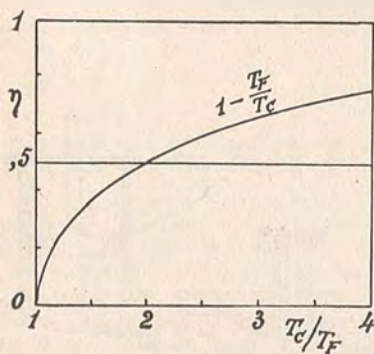


Fig. 8

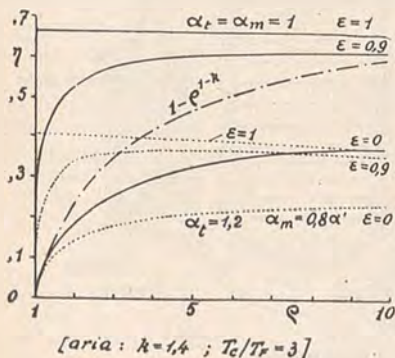


Fig. 9

uguali rispettivamente a 600° ed a 300° assoluti, durante il trasferimento dalla camera fredda alla calda la sorgente fredda riceve circa 8 kcalorie per ogni kg di aria, quella calda 13, mentre il rigeneratore ne restituisce 72 (Q_r), rimane dunque un attivo di 51 kcalorie (Q_r) per il complesso della operazione. Se il rapporto di compressione è uguale a 2 la corrispondente spesa Q_I di calore da introdurre dall'esterno si aggira sulle 28 kcalorie e la quantità Q_{II} da sottrarre dall'esterno sulle 14. L'equivalente termico AL del lavoro esterno risulta pure 14 kcalorie.

Il bilancio termico globale è quello stesso indicato dalle considerazioni elementari, ma diversa risulta la distribuzione interna del calore. I numeri ora esposti, come pure il diagramma del Sankey rappresentato nella fig. 7, mostrano chiaramente quanto grande sia in questi motori l'importanza della rigenerazione.

Il rendimento termico specifico η nelle condizioni ideali supposte è pur sempre dato da:

$$\eta = \frac{Q_I - Q_{II}}{Q_I} = \frac{T_c - T_F}{T_c} \quad [2]$$

e quindi è uguale a quello del ciclo di Carnot compreso fra le stesse isoterme estreme (v. fig. 8).

Ma in pratica intervengono varie perdite che modificano notevolmente questi risultati.

Se con α_m e con α_t si indicano due fattori che tengono conto rispettivamente delle perdite meccaniche e delle perdite termiche, escluse quelle del rigeneratore, valutate nel fattore ϵ , l'espressione del rendimento diviene:

$$\eta = \frac{\alpha_m(k-1)\left(\frac{T_c}{T_F} - 1\right) \ln \rho}{\alpha_t(k-1)\left(\frac{T_c}{T_F}\right) \ln \rho + (1-\epsilon)\left(\frac{T_c}{T_F} - 1\right)} \quad [3]$$

in cui ρ è il rapporto di compressione e k il rapporto c_p/c_v .

A titolo di esempio la fig. 9 rappresenta come varia η per $T_c/T_F = 3$ e per vari valori dei parametri α_m , α_t ed ϵ . Si noterà facilmente il brusco abbassamento delle curve che si verifica quando si passa da condizioni ideali ($\alpha_t = \alpha_m = \epsilon = 1$) o prossime a quelle ideali ($\alpha_t = \alpha_m = 1$; $\epsilon = 0,9$), rappresentate dalle linee continue, a condizioni riscontrabili in pratica ($\alpha_m = 0,8\alpha'$ essendo $\alpha' = 1$ all'inizio e lentamente decrescente al crescere di ρ ; $\alpha_t = 1,2$), rappresentate dalle punteggiate.

Le condizioni ideali sono nettamente più favorevoli di quelle relative ai cicli Otto e Joule ($\eta = 1 - \rho^{1-k}$), che sono rappresentate dalla linea a tratti e punti, ma tale vantaggio non si mantiene quando intervengono le perdite.

Fra le punteggiate, corrispondenti a perdite sia termiche sia meccaniche intorno al 20 %, quella relativa ad $\epsilon = 0,9$ presenta un massimo per valori di ρ intorno a 4. In tale caso non si avrebbe quindi vantaggio a spingere la compressione al di là di questo modesto limite. Ciò spiega perchè nei motori in esame i rapporti di compressione sono relativamente piccoli. Se poi il rigeneratore fosse inefficiente ($\epsilon = 0$), l'impiego di questo ciclo non sarebbe più conveniente. In tal caso durante i trasferimenti gli scambi

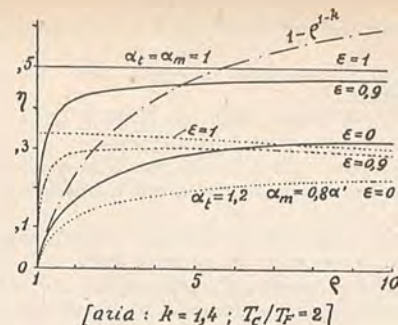


Fig. 9 bis

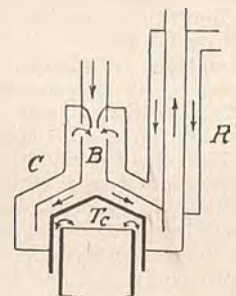


Fig. 10

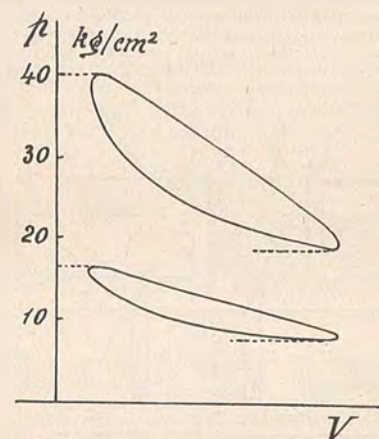


Fig. 11

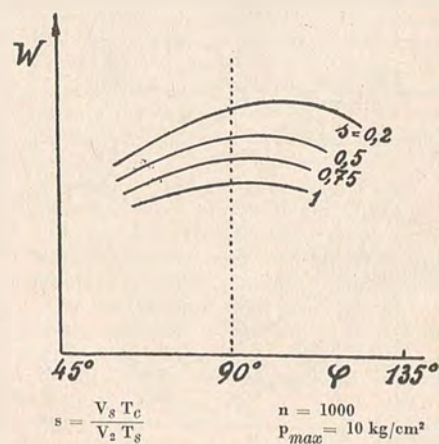


Fig. 12

di calore colle sorgenti si ridurrebbero semplicemente alla quantità $c_v(T_c - T_F)$.

Risultati in complesso tutti meno favorevoli si verificano naturalmente per $T_c/T_F = 2$ (fig. 9 bis).

4. - Da quanto è stato esposto emergono per i motori in esame pregi e inconvenienti.

La possibilità di elaborare sempre lo stesso peso di fluido effettuando all'esterno e con continuità la combustione occorrente per generare il calore offre vantaggi costruttivi, quali la soppressione di valvole e di dispositivi elettrici di accensione periodica, mentre d'altra parte può permettere l'impiego di emergenza di combustibili diversi e non pregiati.

La fig. 10 rappresenta appunto schematicamente un bruciatore B a gas (che può provenire da un gassogeno), applicato alla testa di un cilindro e munito di un recuperatore (R') per il preriscaldamento dell'aria della combustione.

A queste proprietà si deve aggiungere la facilità di regolazione, effettuabile agendo sia sulla combustione sia sulla stessa pressione del gas operante che riempie il cilindro, tanto da consentire di giungere a valori della pressione media nel diagramma di lavoro maggiori di quelle stesse dei motori Diesel.

I diagrammi rilevati su un motore Philips a vari carichi e registrati sulla fig. 11 mostrano appunto questa possibilità di adattamento, che si manifesta impiegando aria inizialmente compressa in grado più o meno rilevante per mezzo di una piccola pompa supplementare.

Il frazionamento molto spinto della superficie utile del rigeneratore (una matassa di fili di acciaio inossidabile di 50 μ di diametro) e degli scambiatori di calore, finemente alettati, insieme all'impiego di materiali resistenti alle alte temperature, ha permesso di arrivare a velocità di rotazione di alcune migliaia di giri al minuto primo ed a potenze più elevate di quelle modeste (di pochi cavalli) da principio previste.

Bisogna d'altro lato riconoscere che l'attuazione rigorosa delle fasi del ciclo oppone sia dal lato cinematico sia dal lato termico delle difficoltà molto gravi.

I manovellismi adottati sono ben lontani dal consentire l'attuazione di fasi a volume complessivo invariabile, mentre gli spazi morti, le dispersioni di calore e le disuniformità di temperatura contribuiscono a deformare sia il ciclo termodinamico, sia il diagramma di lavoro, abbassando notevolmente il valore dell'efficienza complessiva.

L'influenza sulla potenza sviluppata W dell'angolo ϕ delle manovelle nel tipo schematizzato in fig. 6 è rappresentato per un caso particolare nella fig. 12.

Le varie curve sperimentali corrispondono a diversi valori degli spazi morti V_s (in relazione al parametro adimensionale $s = V_s T_c / V_2 T_s$, detto spazio morto ridotto), e mostrano che pur mantenendo ϕ intorno ai 90° le prestazioni peggiorano rapidamente al crescere di s .

Si tratta di imperfezioni funzionali notevoli; però, a dire il vero, di questi o di altri consimili difetti soffrono un po' tutti i motori termici, cosicché non sem-

brerà eccessiva l'affermazione dei costruttori che indicano rendimenti specifici globali comparabili con quelli dei motori a combustione interna.

Le necessarie interruzioni e inversioni nel moto del gas operante pongono poi delle limitazioni alla stessa potenza sviluppabile. Altre limitazioni sono imposte dalla necessità di trasmettere una parte delle quantità di calore in giuoco attraverso superfici metalliche, da un lato necessariamente mantenute roventi, mentre nei motori a combustione interna tali quantità sono con rapidità grandissima generate nello stesso fluido in evoluzione, che rimane limitato da pareti refrigerate e quindi facilmente lubrificabili.

Questi tipi di motori a ciclo rigenerativo Stirling, comprendenti operazioni termiche a volume costante, sembrano dunque destinati ad applicazioni interessanti, ma di non rilevante potenza, mentre quelli fondati sul ciclo pure rigenerativo di Ericson, derivano la loro possibilità di produzione di grandi potenze dall'essere le trasformazioni a pressione costante che essi comportano eseguibili anche in macchine a flusso continuo e veloce come le turbine (6).

La riapparizione sotto veste moderna di questi antichi motori è un avvenimento tecnico degno di essere segnalato.

Cesare Codegone

(6) Cfr. C. CODEGONE, *Il ciclo Joule, ecc.*; « Il Calore », n. 5, 1948.

Informazioni sul funzionamento dei moderni compressori a stantuffo per alte pressioni

1. Tipi e caratteri dei compressori.

Tutte le macchine che aspirano un gas od un vapore e lo comprimono per trasmetterlo da un ambiente a bassa pressione ad un secondo ove regna una pressione più elevata, rientrano nella categoria delle « operatrici termiche ».

Sotto questo punto di vista identiche sono le operazioni compiute dalle pompe a vuoto e quelle compiute dai compressori che raggiungono le altissime pressioni richieste per la liquefazione dei gas più ribelli o quelle anche maggiori necessarie in taluni processi chimici.

Accettando come limiti estremi della categoria quelli indicati, le operatrici termiche possono classificarsi nel seguente quadro sinottico:

Macchine volumetriche	a rotante	<ul style="list-style-type: none"> con rotore unico deformabile con rotori multipli lobati ad anello liquido
	alternative	<ul style="list-style-type: none"> a stantuffo a corsa fissa a pistoni liberi
Macchine ad impulso	ad organi mobili	<ul style="list-style-type: none"> centrifughe assiali
	ad organi fissi	ciettori

coordinate le cui ascisse sono i logaritmi delle portate orarie espresse in mc. mentre le ordinate sono i logaritmi delle pressioni finali di compressione espresse in ata.

Limitiamoci a considerare i compressori, e prendiamo le mosse dalle figure chiuse che delimitano i campi di utilizzazione di alcuni tipi di macchine a rotante di più diffuso impiego. È possibile delimitare questi campi sulla scorta degli elementi resi noti dalle case costruttrici. È infatti opinabile che la gamma di macchine dei diversi tipi offerte su un mercato a largo assorbimento come quello americano, al quale in particolare facciamo riferimento, ricopra praticamente tutto l'intervallo di pressioni e di portate nel quale si ottengono i risultati più favorevoli per ogni singola formula costruttiva. Circa l'esistenza di limiti superiori per la pressione che non conviene superare con le attuali macchine volumetriche a rotante, basti accennare agli ovvi problemi di robustezza e di tenuta che diventano praticamente insolubili quando le pressioni assumono valori rilevanti. La questione delle fughe interviene anche per limitare inferiormente il valore delle portate; al diminuire delle dimensioni della macchina infatti è rapido l'accrescimento del valore percentuale delle

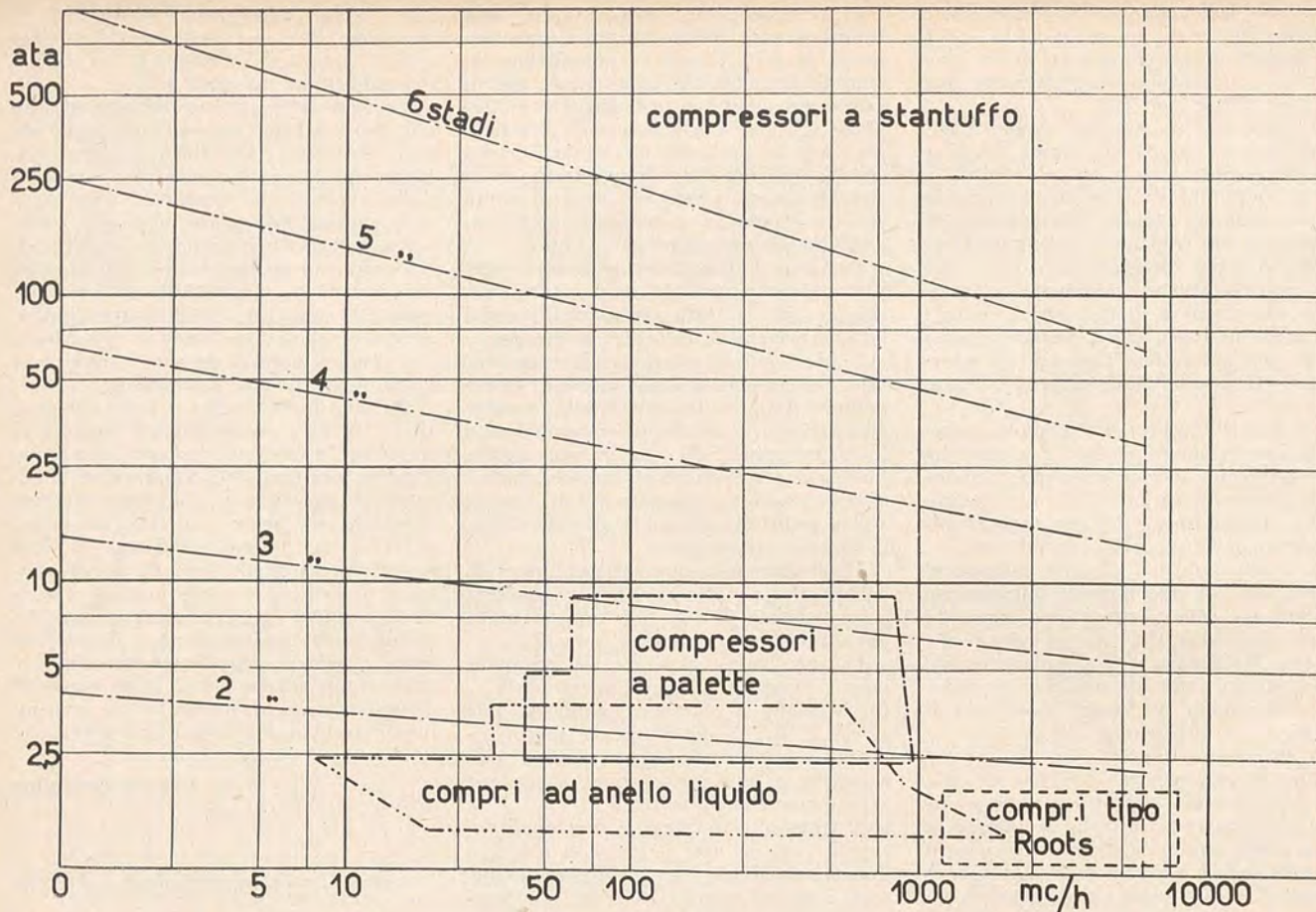


Fig. 1

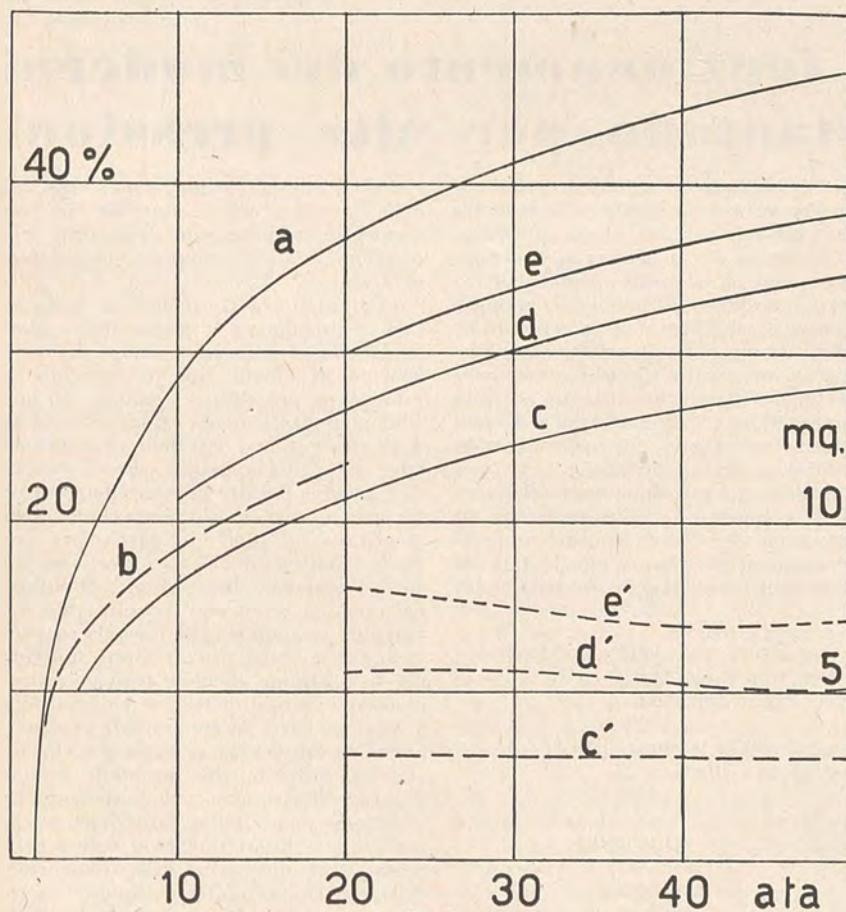


Fig. 2

fughe marginali rispetto alla portata utile. Verso le portate maggiori l'accrescimento delle dimensioni di ingombro è tale che la macchina volumetrica deve cedere il campo ad altre macchine le cui dimensioni sono poco sensibili ai valori della portata.

Per i compressori alternativi e per quelli centrifughi ed assiali non è possibile delimitare in modo netto il rispettivo campo di utilizzazione.

Per i compressori a stantuffo si può ritenere che non esistano limitazioni per le pressioni massime raggiungibili. Nei riguardi della portata esistono invece limiti che possibilmente non conviene superare, e ciò per le stesse ragioni di ingombro che abbiamo segnalato per i compressori volumetrici a rotante.

Esaminando le indicazioni di alcune delle più note case costruttrici di compressori a stantuffo si riscontra che le macchine più grosse forniscono portate che vanno dai 90 ai 100 metri cubi al min., misurati alla pressione e temperatura standard (760 mm. Hg, $t = 15^\circ\text{C}$).

Di conseguenza si ritiene logico ammettere che 6000 metri cubi orari, misurati nelle condizioni ambientali sopra indicati, rappresentino il massimo valore di portata raggiungibile convenientemente. In tal guisa il campo di utilizzazione dei compressori a stantuffo corrisponde alla zona posta a sinistra della verticale a tratti della figura 1.

Prendendo in esame la composizione dei compressori in argomento, si osserva che uno stesso valore della pressione di mandata può essere raggiunto impiegando un numero diverso di stadi. Logi-

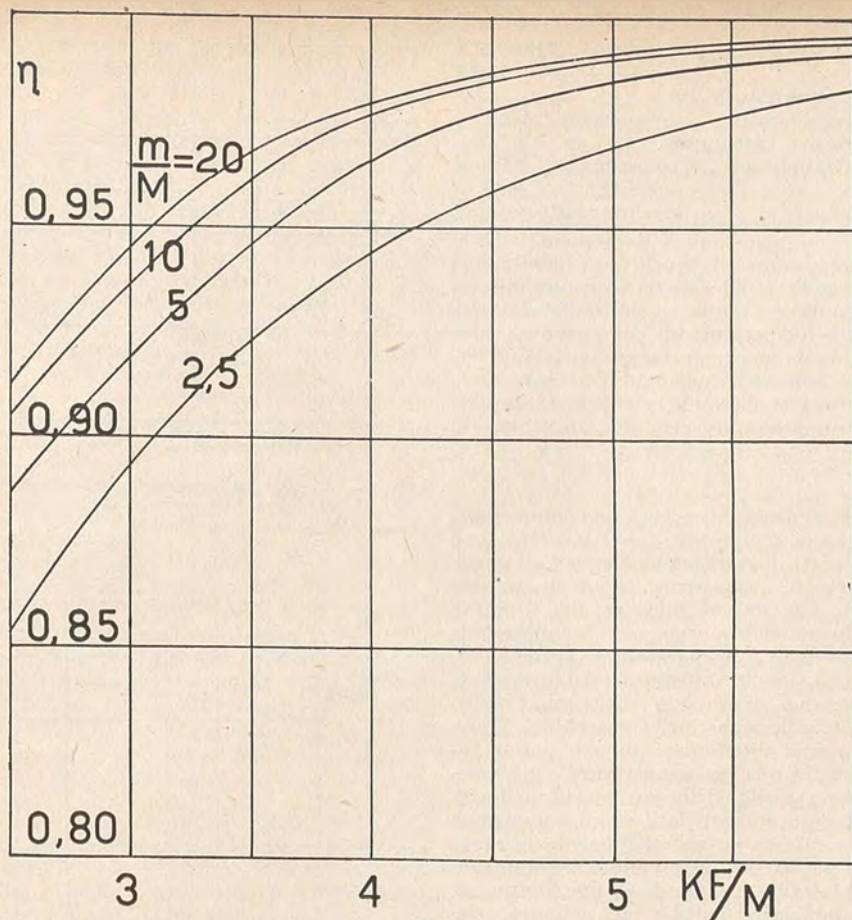


Fig. 3

camente quanto maggiore è la portata tanto più minuto resta il frazionamento.

Non è possibile formulare regole al riguardo per l'eccessiva complessità del problema e per la varietà illimitata delle diverse circostanze che influenzano la progettazione.

Desiderando però giungere ad una conclusione, sia pure a carattere informativo, osserviamo che raramente il rapporto di compressione di ciascuno stadio, scende al disotto di 2,35 per le grosse macchine, e di regola non sorpassa il valore 4 per quelle minori.

Se indichiamo con z il numero di stadi avremo che per un compressore da 6000 metri cubi orari si raggiungerà la pressione finale 2,35^z mentre per la portata minima si avrà 4^z.

Le rette a tratto e punto della figura 1 che congiungono i punti corrispondenti ad uno stesso valore di z in corrispondenza delle portate estreme costituiscono i limiti indicativi delle zone corrispondenti ai diversi numeri di stadi.

Per le basse pressioni, minori di 8 ÷ 9 ata e con portate elevate, trovano impiego i compressori centrifughi ed i compressori assiali. I primi si contendono il campo con i volumetrici rotativi, i secondi invece sono vantaggiosi per le grandissime portate. Un esame delle peculiarità di queste macchine, appena degno di tale nome, ci porterebbe però talmente lontano dai nostri propositi, da essere costretti a rinunciarvi. Osserviamo semplicemente che tanto i compressori centrifughi quanto quelli assiali stanno ricevendo un nuovo impulso in seguito al loro brillante comportamento in unione con le turbine a gas.

Una collocazione in figura, analoga a quella delle macchine volumetriche non è consigliabile, perchè la scelta delle coordinate, non è felice per i compressori centrifughi ed assiali.

È bensì vero che le curve caratteristiche sono correntemente espresse in funzione delle pressioni e delle portate, ma in base ai nostri intendimenti si falserebbero le qualità delle macchine in parola. Non ha molto significato precisare un valore determinato per la pressione di mandata, quando questo dipende soprattutto dalla densità del gas a monte. Al crescere della densità di esso infatti aumenta la capacità di lavoro della macchina e si possono di conseguenza avere aumenti di pressione variabili, mentre le portate, riferite alle condizioni standard variano anch'esse con la densità di entrata.

Esaminando le condizioni di funzionamento dei compressori in ciclo chiuso o semichiuso, si riscontrano pressioni massime di 35 ÷ 40 ata, ed attualmente questi sembrano essere i valori massmi di pressione raggiunti, ma la pressione di partenza è di 6 ÷ 7 ata.

Lo stesso ragionamento, si potrebbe obiettare, può essere esteso ai compressori volumetrici. La situazione tuttavia è diversa, perchè sul funzionamento dei compressori volumetrici ha notevole importanza il valore assoluto della pressione, mentre nei centrifughi e negli assiali gli effetti della pressione sono molto meno sensibili o per lo meno ad essi si può rimediare o provvedere in modo abbastanza semplice.

Per concludere questa rapida rassegna dovremmo ancora localizzare il campo

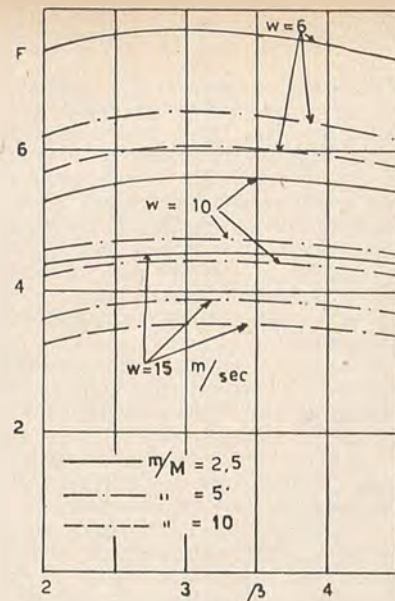


Fig. 4

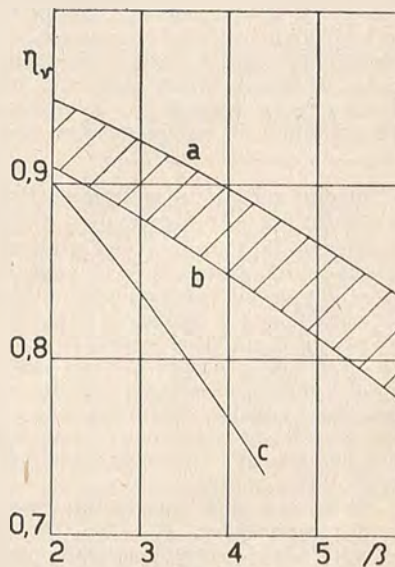


Fig. 5

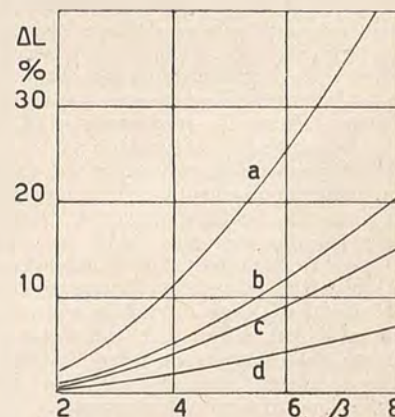


Fig. 6 — Aumento di lavoro per effetto dello spazio morto:

- Linea a — Spazio morto 10 % esponente compressione 1,35 espansione 1,10;
- » b — Spazio morto 5 % esponente compressione 1,35 espansione 1,10;
- » c — Spazio morto 10 % esponente compressione 1,35 espansione 1,20;
- » d — Spazio morto 5 % esponente compressione 1,35 espansione 1,20.

di impiego dei compressori a stantuffi liberi.

Trascurando i tipi a vapore impiegati come macchine ausiliarie in alcune locomotive, per il carattere particolarissimo del loro impiego rimarrebbe il compressore tipo Pescara che sta affermandosi come macchina da cantiere per la produzione di aria compressa a 6÷7 ata, per forza motrice. Il campo di impiego di queste ultime si verrebbe a sovrapporre ad altre indicazioni, ingenerando confusioni nella rappresentazione e pertanto venne omessa.

La figura 1, essendo stata costruita con dati molto recenti dà a grandi linee la situazione attuale dei compressori, che rivela i seguenti punti salienti:

— i compressori a stantuffo sono tuttora le uniche macchine d'atte al conseguimento delle massime pressioni.

— nel campo delle medie pressioni e delle medie portate si stanno affermando i compressori volumetrici a rotante che si inseriscono tra quello a stantuffo ed i centrifughi.

— nel caso di portate rilevanti e di grandi sovrappressioni può risultare vantaggioso se non indispensabile accoppiare macchine di tipo diverso ad esempio un centrifugo ed uno a stantuffo. Una applicazione del genere è data dalla turbina Sulzer con generatore di gas a pistoncini preceduto da un compressore centrifugo.

2. Problemi relativi ai compressori a stantuffo per alte pressioni.

Ritenendo documentata dalla figura l'insostituibilità attuale dei compressori a stantuffo per il conseguimento delle massime pressioni occupiamoci di segnalare i principali problemi ad essi relativi.

Le questioni essenziali vertono sulla scelta del numero delle fasi e sulla ripartizione delle pressioni tra di esse.

Tre sono le considerazioni di maggior rilievo che regolano la progettazione dei compressori a stantuffo:

- limitazione delle temperature massime di compressione;
- riduzione del lavoro assorbito dal compressore;
- riduzione degli effetti degli spazi morti.

Le prime due voci sono strettamente legate con il problema della refrigerazione ed interessano anche i compressori di altro tipo, non solo quelli a stantuffo, la terza invece è collegata come vedremo in misura minore alla refrigerazione ed è tipica delle macchine alternative.

a) Limitazione della temperatura del gas.

Un forte innalzamento della temperatura finale di compressione deve essere evitata per due ragioni:

- a) perdita di viscosità del lubrificante;
- b) insorgere del pericolo di esplosione.

Il lubrificante deve soddisfare a requisiti specifici per garantire il buon funzionamento del compressore senza limitare a valori troppo bassi del rapporto di compressione di ogni singolo stadio.

In America esistono norme ben precise dell'Air Compressed Institute che prescrivono le caratteristiche degli oli per compressori, stralciamo da esse i dati relativi ad un olio per la lubrificazione interna dei cilindri. Vengono richieste le seguenti proprietà:

flash point . . . minimo 177°C

viscosità SSU . . minima 245 a 38°C
45 a 100°C

temperatura di intorbidamento . massima 1,5°C

residuo carbonioso

Conradson . . . massimo 2%

acidità 0,10

gomme assolutamente assenti.

Se assumessimo il flash point, cioè la temperatura alla quale è evaporata una quantità di olio tale da costituire miscela tonante con l'aria, come limite massimo della temperatura di compressione, partendo da una temperatura iniziale di 20°, al variare dell'esponente di compressione m , non si dovrebbero superare rapporti di compressione sotto elencati:

$m = 1,4$	1,35	1,3
4,5	5,2	6,6

È piuttosto raro, ma non impossibile, trovare compressori che lavorano con rapporti di compressione eguali ed anche maggiori, senza ricorrere ad oli particolari. Ciò sta ad indicare che il limite indicato nelle norme non è così restrittivo come a prima vista si potrebbe ritenere, per la differenza esistente tra le condizioni di prova in laboratorio e quelle di lubrificazione nella macchina. L'olio infatti si distribuisce su una parete refrigerata e la sua temperatura è più prossima a quella della parete che a quella del gas; durante la fase di aspirazione esso subisce un raffreddamento da parte del gas fresco, altro punto a vantaggio del lubrificante quindi, in fine il ritmo di introduzione dell'olio nel cilindro, che più o meno segue la regola di inviare una goccia d'olio intervallata dalla precedente per il tempo occorrente allo stantuffo per lambire col suo mantello una superficie di 1000 piedi quadri, supera di gran lunga la capacità di evaporazione delle pareti, per cui si deve fare assegnamento anche sul rimescolamento con olio fresco.

Il pericolo di esplosioni si verifica però non appena per qualche deficienza nei circuiti di refrigerazione o per cattiva tenuta di valvole si debbano temere riscaldamento anormali.

In tali condizioni però sembra venga a prevalere la composizione dell'olio sulle caratteristiche fisiche in quanto pare assodato che l'esplosione viene innescata da eventuali depositi carboniosi.

Scorrendo poi le norme relative agli olii e i rilevamenti effettuati, sempre dall'Istituto precitato, si constata che sono disponibili olii con caratteristiche tali da mantenersi efficienti a temperature notevolmente al disopra di quelle che si verificano al termine della compressione nelle applicazioni correnti, mentre l'attitudine a formare depositi carboniosi rimane molto bassa.

Si può quindi ritenere che le limitazioni di temperatura a tempo considerate con preoccupazione abbiano perso in parte di importanza e che i danni insorgano piuttosto da cattivo funzionamento delle macchine o da deficienti preservazioni dell'olio da inquinamenti.

b) Riduzione del lavoro di compressione.

La riduzione del lavoro di compressione in queste operatrici è un problema del tutto analogo a quello della riduzione del consumo specifico nelle motrici. Si possono pertanto applicare ad esso tutte quelle considerazioni basate sul costo iniziale della macchina e sul costo di eser-

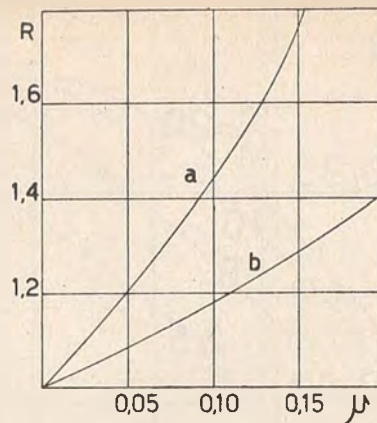


Fig. 7 — Aumento del carico medio sullo stantuffo al variare dello spazio morto:

Linea a — Rapporto compressione 5
" b — " " 3,5.

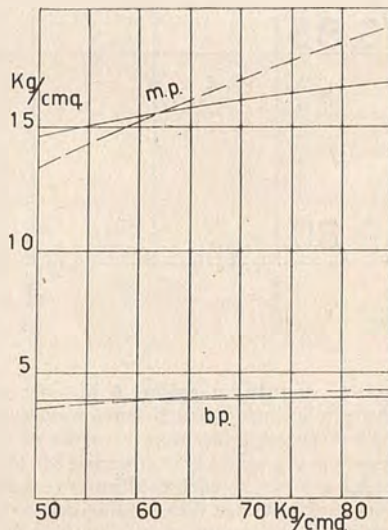


Fig. 8

cizio che inducono spesso a rinunciare a benefici suggestivi in linea teorica.

Assumiamo come condizione limite corrispondente al minimo lavoro il funzionamento isoterma e come condizione di massima spesa quello adiabatico. Possiamo allora riportare in grafico il risparmio percentuale di lavoro che il primo regime consente rispetto al secondo e successivamente apprezzare nello stesso modo l'efficacia dei diversi sistemi adottati in pratica.

La refrigerazione può essere attuata direttamente sulla macchina facendo circolare un refrigerante attorno ai cilindri. Per l'intervallo di temperature di regime normale dei compressori il guadagno rispetto alla compressione adiabatica è modesto. L'esponente in un compressore così refrigerato scende al massimo ad 1,3 contro il valore di 1,4 della compressione adiabatica dell'aria. Tuttavia la refrigerazione delle pareti deve essere attuata perché in mancanza di essa l'esponente di compressione supererebbe il valore di 1,4. In tale considerazione è logico che il beneficio apparente sia inferiore a quello reale.

Maggior efficacia presenterebbe il sistema della compressione umida caduto in disuso da tempo. La linea tratteggiata indica il risparmio di lavoro nel caso

della compressione di aria nella quale viene iniettata dell'acqua in misura del 10 % del peso dell'aria stessa. Il rapporto dei pesi indicati corrisponde sensibilmente alle condizioni più favorevoli per compressioni fino a 20 ata. Circa l'inapplicabilità del sistema ai compressori a stantuffo si noti il divario tra la portata di acqua e quella dell'olio, quale abbiamo indicato avanti. È chiaro infatti che si avrebbe una diluizione rovinosa del lubrificante dato che esiste anche un limite inferiore di temperatura delle pareti che non si può oltrepassare quando si aspira gas contenente umidità.

Praticando la refrigerazione intermedia il risparmio è dato dalle linee continue c, d, e, relative al frazionamento in due tre e quattro stadi rispettivamente.

Di notevole importanza risulta quindi l'entità delle superfici da assegnare ai refrigeratori intermedi.

Indichiamo con T_1 e con T_2 le temperature di entrata e di uscita del gas dal refrigeratore e con t_1 e t_2 le corrispondenti temperature dell'acqua. Con la disposizione più frequente della circolazione in contro corrente viene da alcuni autori, lo Schack ad esempio come rendimento del refrigeratore il rapporto

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}$$

Questo rapporto tra il calore effettivamente asportato e quello che si potrebbe asportare con superficie di scambio infinita è molto comodo per il dimensionamento degli scambiatori stessi.

Indicando con M ed m rispettivamente la portata ridotta in acqua del fluido refrigerato e del refrigerante si avrà:

$$M(T_1 - T_2) = m(t_2 - t_1)$$

La superficie del refrigeratore può essere dedotta dalla

$$F = MQ/k \vartheta m$$

in cui l'eccesso medio di temperatura vale:

$$\vartheta m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} = \frac{Q \left(\frac{1}{M} - \frac{1}{m} \right)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

Possiamo allora esprimere la [1] nella nuova forma:

$$\frac{KF}{M} = \frac{1 - M/m}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

Esprimendo gli eccessi estremi delle temperature in funzione delle portate fluide

$$\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} = \frac{T_1 - t_1 - Q/m}{T_2 - t_1 - Q/M}$$

e riscrivendo in base ad essa ed alla definizione di rendimento la [2] si perviene alla relazione

$$\frac{KF}{M} = \ln \left(\frac{\frac{m}{M} - \eta}{\frac{m}{M} (1 - \eta)} \right) \left(1 - \frac{M}{m} \right) \quad [3]$$

che è particolarmente idonea al calcolo.

Con essa sono state tracciate le curve della figura 3 sufficienti a valutare il peso rispettivo dei diversi fattori che intervengono nel calcolo delle superfici sia esaminando la figura nel suo complesso sia operando delle sezioni verticali od orizzontali ad occhio.

Vennero condotti calcoli numerici per miglior chiarimento ritenendo trascurabile la resistenza opposta dalla parete del tubo, costante il coefficiente di trasmissione per la fase acqua parete e facendo variare il coefficiente della fase gas parete in funzione del prodotto della velocità, supposta nominale all'asse del tubo e della pressione.

Per tutti i calcoli venne assunta una temperatura dell'acqua di 12° ed un salto minimo di 10°, vennero invece fatti variare i rapporti tra le portate fluide ed i valori delle velocità.

Notevole sembra la circostanza che attorno al rapporto di compressione tre le superfici occorrenti per una portata di 100 mc/h raggiungono il loro valore massimo. Siccome poi questo massimo non è molto sentito si ritiene che nel caso di cambiamento di regime delle pressioni non si verifichino insufficienze dal lato dei refrigeratori intermedi. In pari tempo si ravvisa l'importanza della quantità d'acqua occorrente per la refrigerazione.

Calcoli analoghi vennero condotti per individuare le superfici occorrenti alla realizzazione delle economie di lavoro in corrispondenza delle linee c, d, ed e della figura 2.

Si delineano ben chiare differenze di andamento delle linee a tratto e punto corrispondenti alle superfici richieste, cosa del resto attendibile esprimendo essa il risultato di diverse combinazioni numeriche abbastanza prossime tra di loro. Di un certo interesse sembra invece la circostanza che, almeno per le condizioni di calcolo, le superfici dei refrigeratori passando da 2 a 3 ed a 4 stadi, crescono approssimativamente nei rapporti 2, 3 e 4.

c) Effetti dello spazio morto.

Lo spazio morto rappresenta un nuovo ostacolo al rapido conseguimento delle forti pressioni, perchè costringe per diverse ragioni a limitare, a sua volta, il rapporto di compressione parziale di ogni singolo stadio. Esaminiamo brevemente le differenti azioni di questo spazio addizionale, osservando che mentre la sua esistenza si rivela esclusivamente nociva nei compressori semplici, permette in quelli multipli di realizzare qualche beneficio.

Il maggiore ed il più conosciuto danno originato dallo spazio morto è rappresentato dalla inutilizzazione di una parte della cilindrata agli effetti dell'aspirazione. Questa minoranza indicando con n , l'esponente della politropica di espansione e con μ il valore percentuale dello spazio morto rispetto alla cilindrata geometrica e dato dalla nota formula:

$$\psi = 1 - \mu \left(\beta^{\frac{1}{n}} - 1 \right)$$

in cui β è il rapporto di compressione. Da parte di alcuni autori questa espressione viene indicata come rendimento volumetrico. Secondo altri invece il rendimento volumetrico del compressore viene definito come per i motori a combustione interna ed ha il significato di rapporto tra il peso di gas effettivamente introdotto nel cilindro e quello ideale V corrispondente al riempimento integrale della cilindrata geometrica con gas avente il volume specifico definito dalla pressione e dalla temperatura dell'ambiente di provenienza.

Attenendoci a questa seconda definizione, tenendo conto delle perdite di pressione nei condotti e del riscaldamento ad opera delle pareti, i valori del rendimento per compressori moderni di buona costruzione, sono quelli indicati nella figura 5.

La fascia compresa tra le linee a e b corrisponde ai rendimenti conseguibili nei compressori semplici mentre la linea c indica il limite ottenibile per le macchine a più stadi, al variare del rapporto di compressione. Relativamente ai diagrammi aggiungiamo che la linea a vale per i valori minimi di spazio morto, 2 % mentre la b si riferisce a valori più elevati. La linea c corre notevolmente più bassa perchè nei compressori multipli non è possibile e qualche volta non conviene ridurre troppo lo spazio morto.

Passiamo ora agli effetti secondari dello spazio morto. Il peso del gas introdotto nel cilindro può essere computato in base al volume specifico che esso assume nelle tubazioni di aspirazione oppure in base a quello che corrisponde al punto iniziale della compressione. Il gas nel percorrere le tubazioni subisce un primo aumento di temperatura di qualche grado, da 5 a 10°C in condizioni di funzionamento normale, successivamente mescolandosi con il gas che è rimasto nel cilindro al termine della mandata precedente subisce un nuovo aumento. L'entità di questo secondo accrescimento di temperatura dipende dal valore dello spazio morto e dalla entità del calore ricevuto durante l'espansione. Normalmente nei compressori accade che l'esponente di espansione n risulta minore del corrispondente esponente m di compressione.

Da queste circostanze deduciamo ovviamente che il lavoro restituito durante l'espansione dal gas dello spazio morto supera il lavoro che questo stesso gas assorbe nella compressione. Si potrebbe da ciò essere indotti ad ammettere l'esistenza di una forma di ricupero favorevole all'economia della macchina. Se però si tiene conto anche dell'aumento di temperatura conseguente al rimescolamento risulta che la maggiore spesa nella compressione supera il presunto guadagno.

Contenendo lo spazio morto entro limiti molto ristretti questa perdita addizionale rimane limitata a valori modesti, però al crescere dello spazio morto e del rapporto di compressione la sua entità diventa abbastanza sensibile.

Un terzo ed ultimo effetto dello spazio morto appare nell'aumento di carico sullo stantuffo e conseguentemente sulle articolazioni del manovellismo e sulle guide. L'aumento del carico medio sullo stantuffo per un rapporto di compressione prossimo a 5 risulta dalla figura 6.

Accanto a questi aspetti negativi dello spazio morto dobbiamo però considerare anche i benefici che da essi derivano. Nei compressori multipli lo spazio morto impone la ripartizione delle pressioni tra i diversi stadi. Tale circostanza può essere utilizzata quando si prevede che il compressore debba funzionare a pressioni finali variabili.

Consideriamo un compressore a tre stadi nel quale la pressione finale venga a variare tra 50 ed 85 ata. In assenza di spazio morto la variazione di regime sarebbe risentita esclusivamente dallo stadio ad alta pressione e le condizioni

di funzionamento si scosterebbero in misura notevole da quella ripartizione dei rapporti di compressione che all'incirca corrisponde al regime di minimo lavoro. La presenza dello spazio morto fa risentire le variazioni della pressione finale lungo tutta la macchina riducendo quindi gli aumenti di lavoro per la irregolare distribuzione delle pressioni. La figura predetta si riferisce come si è detto ad un compressore a tre stadi nel quale gli spazi morti hanno i seguenti valori: 4 % per la fase a bassa pressione, 10 % per quella a media e 14 % per quella ad

alta. Le linee continue indicano le variazioni delle pressioni intermedie al variare di quella finale. Le linee a tratti indicano invece la ripartizione delle pressioni intermedie secondo la progressione ideale. Per realizzare simili condizioni di funzionamento si dovrebbero migliorare tutti gli spazi morti, la pratica non è quasi mai seguita per intero perchè i valori sopra detti risultano proibitivi.

Un'applicazione notevolmente diffusa per la regolazione delle portate sfrutta precisamente degli spazi morti addizionali regolabili.

Risulta però che tale sistema non rappresenta quella soluzione ideale da molti dichiarata in considerazione degli effetti secondari sopra menzionati.

Giuseppe E. Ferraro - Bologna

Bibliografia.

BOUCHÉ, Kolbenverdichter.

CHRISTIANS W., Die Kühlung bei mehrstufiger Verdichtung.

FELLER W. S., Air Compressors.

FORD J. M., Compressor theory and practice.

VAN LERBERGHE ET GLANSBORFF, Thermodynamique des gaz humides.

Impianti per le prove dei motori

Un impianto per la prova di un motore a combustione interna si può considerare composto di una parte generale di attrezzatura, comune a tutte le installazioni, e di una parte speciale, necessaria per particolari tipi di prove e di motori.

Precisamente la parte comune di attrezzatura consiste in:

- un apparecchio per frenare l'albero del motore in prova (freno idraulico, elettrico o aerodinamico) e leggere la potenza motrice.

- un circuito di alimentazione del carburante con flussimetro a volume o a lettura diretta per il rilievo dei consumi.

- un impianto di raffreddamento del motore, a refrigerante per i motori raffreddati ad acqua e con soffiante per quelli raffreddati ad aria (con i freni aerodinamici il raffreddamento è ottenuto direttamente dal mulinello).

- un circuito di raffreddamento dell'olio del motore.

- un impianto di aspirazione dei gas di scarico.

- tutti gli strumenti necessari (contagiri, contasecondi, termometri, mano-

metri, ecc.) necessari al controllo del motore.

In generale quanto sopra è sufficiente per le esigenze delle prove dei motori dei veicoli terrestri, sia si tratti di motori in produzione che di prototipi. Per le prove dei motori d'aviazione, invece, di cui è indispensabile conoscere, oltre che la potenza sviluppata a terra, anche la potenza in quota e la quota normale di adattamento, occorrono impianti più complessi che consentano di far funzionare il motore nelle stesse condizioni di quota. Di questi parleremo più avanti.

Impianti per motori normali.

Le sale prova per motori d'automobili, sono diversamente realizzate a seconda si tratti di provvedere al collaudo di motori di serie per medie e grandi produzioni o di singole unità sperimentali.

Nel primo caso l'impianto deve rispondere a particolari requisiti, quali:

- economia di manutenzione e mano d'opera specializzata;

- semplicità e praticità d'installazione del motore sul banco;

- assicurare automaticamente la costanza dei dati di potenza e regime di rotazione, stabiliti per la delibera del motore;

- possedere una sufficiente precisione.

Tali condizioni vengono ben realizzate con impianti di dinamo-freno. Esse funzionano come motori nel periodo di rodaggio, in cui il motore in prova viene trascinato all'inizio senza accensione con velocità di rotazione, che dal minimo vanno man mano crescendo col continuo aumento del rendimento meccanico del motore (e quindi con la diminuzione della potenza richiesta per il suo trascinamento a vuoto) in conseguenza del progressivo adattamento dei vari organi accoppiati in moto alternato e rotativo.

Raggiunto il numero di giri stabilito per ogni tipo di motore, per cui esso è sufficientemente slegato, automaticamente s'inserisce l'alimentazione del combustibile e l'accensione, mentre il motore elettrico cessa di funzionare come tale e agisce come generatore di corrente. Questa può essere immessa nella linea e utilizzata per l'alimentazione dei

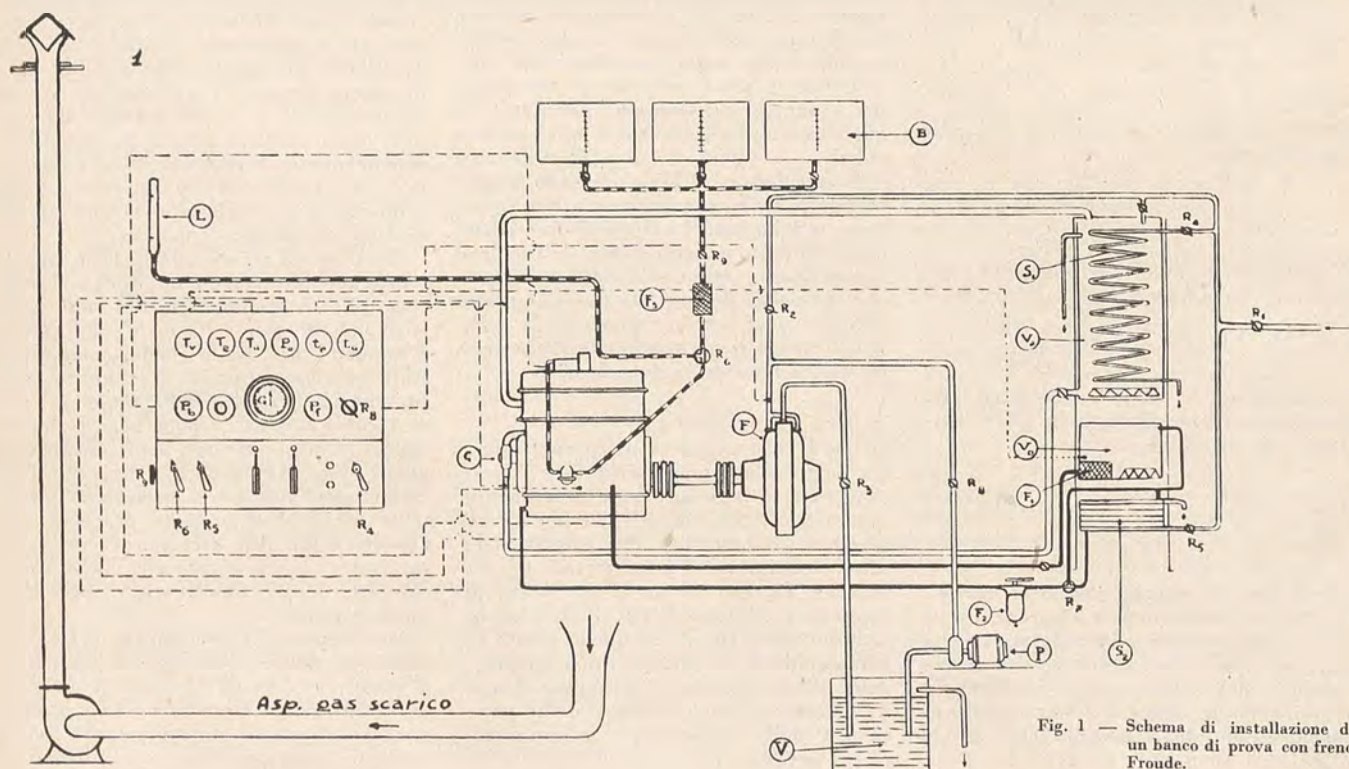


Fig. 1 — Schema di installazione di un banco di prova con freno Froude.

gruppi elettrici di altri banchi con motori in fase di rodaggio oppure consumata in resistenze.

Quando il motore ha raggiunto la potenza e i giri stabiliti per la sua delibera, viene tolta automaticamente l'accensione, mentre un segnale apposito indica all'operaio che il motore ha terminato la prova.

Ogni banco prova è ovviamente provvisto di un wattmetro a scala positiva e negativa per l'indicazione della potenza assorbita dal motore nella fase di rodaggio e fornita dalla dinamo-freno nella seconda fase di prova, di un contagiri, di filtri, di termometri e manometri sul circuito dell'olio e dell'acqua.

Oltre ai freni elettrici sono molto usati, specie per prove di motori sperimentali o prototipi, i freni idraulici tipo Froude.

Le celle prova di tale tipo debbono essere corredate di un circuito acqua per l'alimentazione del freno con pressione costante. Tale circuito è bene sia completamente indipendente da quelli dell'acqua dei refrigeranti, onde evitare che variazioni di portata d'acqua attraverso i refrigeranti stessi, effettuate per mantenere le temperature dell'acqua e dell'olio del motore nei limiti dovuti, influenzino la portata d'acqua al freno nel senso di variare il grado di frenatura del motore in prova e quindi il suo regime, indipendentemente dalla volontà dell'operatore.

La fig. 1 dà uno schema dei circuiti di un tale tipo d'installazione. Il circuito acqua freno segue il percorso V-P-R₈-F-R₃-V; il rubinetto R₂ rimane aperto solo per il riempimento della vasca V. L'acqua di raffreddamento del motore arriva alla pompa C attraverso la tubazione inferiore dalla vasca V_a e ritorna a questa attraverso la tubazione superiore che esce dalla testata. Il circuito di refrigerazione dell'acqua del motore dal rubinetto principale R₁, attraverso il rubinetto R₄ di regolazione, arriva al refrigerante S₁, e quindi si scarica. Il circuito di refrigerazione dell'olio parte pure da R₁, passa attraverso il rubinetto R₅ di regolazione, percorre il refrigerante S₂ e si scarica. Il circuito olio motore segue il percorso vasca: V₀ - filtro F₁ - pompa mandata motore-pompa ricupero-filtro F₂-rubicinetto a tre vie R₇, (per poter eventualmente escludere il refrigerante S₂)-vasca V₀. Il circuito carburante da uno dei serbatoi B attraverso il filtro F₃ raggiunge la pompa benzina ed il carburatore; il rubinetto a tre vie R₆ permette di alimentare il motore dal fluiometro L, escludendo il serbatoio carburante, per l'effettuazione della misura del consumo. Nelle vasche dell'acqua e dell'olio sono sistemate due resistenze per il rapido riscaldamento al primo avviamento del motore. I rubinetti R₁ - R₅ - R₆ - R₈ - R₉, gli interruttori delle due resistenze ed i vari strumenti stanno sul banco di comando; sulle tubazioni dello schema sono segnate le prese dei corrispondenti strumenti piazzati sul quadro di controllo.

Nella fig. 2 è ritratta una sala prova (Cisitalia-Automobili) per motori raffreddati ad acqua, della potenza sino a 100 CV a 7000 giri/l'.

L'impianto è dotato di due banchi con freni Froude; nel centro è installato un gruppo per il rodaggio dei motori di serie, trascinati da un motore elettrico

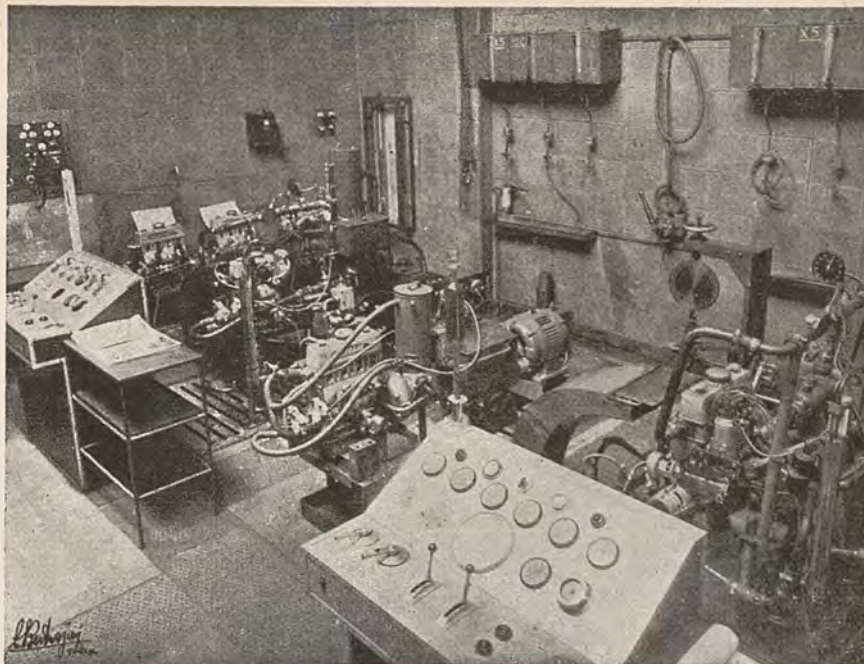


Fig. 2 — Impianto con freni Froude per il collaudo di serie di motori fino a 100 Cv.

da 8 CV, con circuiti acqua ed olio a temperatura di regime.

I freni Froude sono regolabili, mediante comando elettrico, dal banco di manovra, sul quale sono raccolti tutti gli strumenti di controllo del motore e dell'impianto (leve gas ed anticipo; bottoni comando regolazione freno; termometri acqua ed olio; manometri olio, carburante ed acqua freno; contagiri e contasecondi; rubinetti refrigeranti acqua ed olio; rubinetto e deviatore circuito benzina, rubinetto acqua freno, interruttori e spie resistenze riscaldamento acqua ed olio).

Sul fondo si nota il quadro degli interruttori dei motori elettrici dell'aspiratore gas di scarico (8 CV), del ventilatore per il ricambio aria (3 CV) e della

rete elettrica interna. Nell'angolo di fronte un apparecchio per prova candele ed un barometro Fortin.

Ogni banco è dotato di tre serbatoi per la prova dei diversi tipi di miscele carburanti sui motori da corsa.

Tutte le tubazioni corrono sotto il piano del pavimento, nei cunicoli coperti dalle lastre di lamiera.

La sala è silenziosa mediante uno strato di pannelli di masonite forati, che ricopre tutte le pareti, lasciando una intercapedine d'aria.

Per l'esecuzione di prove sperimentali tali banchi vengono dotati da installazioni ausiliarie (fig. 3): boccaglio e polmone per il rilievo della portata d'aria aspirata, bilancia per il controllo della

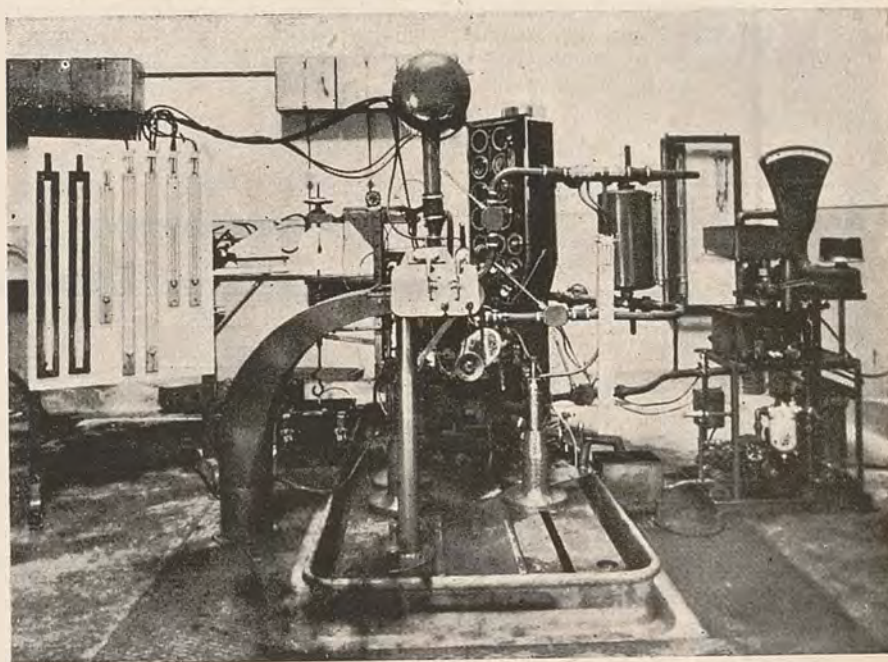
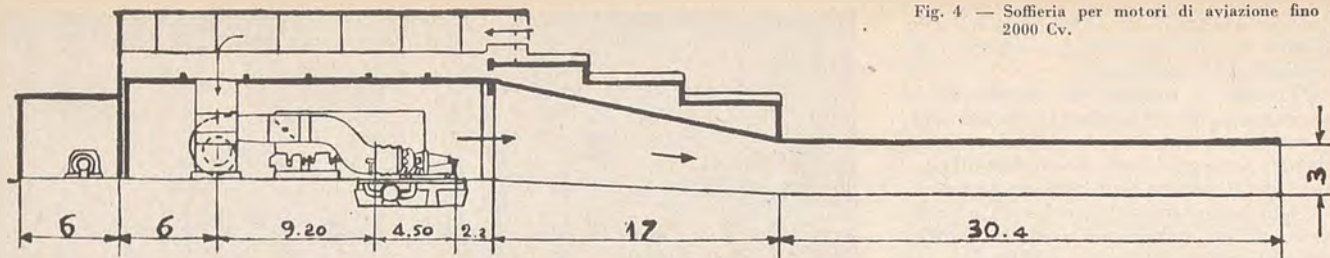


Fig. 3 — Installazione per ricerche sperimentali su motori fino a 100 Cv.

Fig. 4 — Soffieria per motori di aviazione fino a 2000 Cv.



portata d'olio, venturimetro sulla tubazione uscita acqua dalla testa motore per il controllo della portata d'acqua, manometri vari per le misure suddette.

Le fig. 4 e 5 sono un esempio di impianto per prova di motori d'aviazione raffreddati ad aria: vengono comunemente denominati soffierie.

Il raffreddamento del motore è ottenuto a mezzo di una corrente d'aria creata da un ventilatore e convogliata al motore da un condotto in lamiera d'acciaio.

La costruzione schematizzata nella Fig. 4, è a doppia parete con fondazioni separate; le pareti interne sono tappezzate di pannelli di amianto perforato, mentre il pavimento è isolato da queste con sughero.

Una galleria silenziata, lunga complessivamente 47 mt., convoglia lontano la corrente dei gas di scarico e dell'aria di raffreddamento, riducendo il rumore assordante prodotto dal motore a pieno regime a un rumore sommerso e di bassa tonalità. Una saracinesca avvolgibile chiude la sala prova durante gli intervalli delle prove. Pure silenziato è il condotto, sopra il tetto, di entrata dell'aria al ventilatore.

La cabina di controllo, nella quale sono raccolti tutti gli strumenti e i comandi, grazie all'adozione di uno strato da lana di vetro sulle pareti, è ben isolata acusticamente.

Il sistema di montaggio del motore sul suo carrello è realizzato in modo che ogni vibrazione viene assorbita da un supporto elastico posteriore e da due grosse molle laterali. Queste precauzioni evitano danneggiamenti alle borchie di attacco dell'incastellatura del motore. Il carrello è montato su ruote per per-

mettere l'installazione di motori di ogni tipo e misura e per rendere più pronta la loro accessibilità per eventuali riparazioni: durante il funzionamento il carrello viene bloccato. Il tronco di galleria immediatamente precedente il motore è flessibile, in modo da permettere di fissarlo alla cappottatura del motore durante il funzionamento e di ritirarlo indietro, scoprendo tutta la parte anteriore del motore, per poter esaminare ed eventualmente riparare gli organi anteriori.

La velocità dell'aria di raffreddamento è regolata sia variando la posizione di una valvola a farfalla, sia modificando il regime del motore elettrico da 550 CV. che muove il ventilatore.

Un motore elettrico da 150 CV., tramite un innesto a frizione e un cambio a 2 velocità, compie le due funzioni di rodaggio e di avviamento del motore in prova.

Alcuni dispositivi di sicurezza sono installati per prevenire possibilità di danni al motore. Un interruttore sull'ingresso dell'acqua al freno non permette l'avviamento del motore se il rubinetto dell'acqua non è aperto; un altro dispositivo elettrico sul comando dell'avviamento ne impedisce il funzionamento quando il motore sta già girando; vi è inoltre sul quadro principale di controllo un indicatore della posizione delle semiscatole del freno, le quali debbono essere chiuse all'avviamento del motore per offrire la minima resistenza.

Nella fig. 5 la soffieria è costituita di due piani: nell'interrato sono il ventilatore con il motore di comando, i refrigeranti olio, i serbatoi combustibili, pompe e servizi vari; sul piano principale è instal-

lato il gruppo freni idraulici ed il motore in prova.

Il gruppo frenante comprende due freni Froude a carcassa unica, uno per motori a rotazione sinistra e uno per motori destri.

La struttura di sostegno del motore è su fondazioni indipendenti dal pavimento della cella, in modo da attenuarne le vibrazioni.

Il condotto della soffieria ha una presa verticale protetta da una rete, corre sotto il banco freno, nell'interrato, e risale, terminando con un conoide alla cappottatura del motore, in modo da obbligare tutta la portata dell'aria a passare fra i cilindri.

Il ventilatore ha una girante a pale orientabili, permettendo variazioni di portata e velocità aria: è mosso da un motore da 750 KW.

Nella fig. 6 si nota, la zona di distacco tra pavimento e blocco di sostegno del motore. I freni Froude sono capaci di frenare 2000 CV a 4000 giri/l' ognuno (uno destro, uno sinistro). I tiranti ed i rinvii trasmettono la reazione del freno a un dinamometro situato in posizione favorevole per la lettura dalla cabina di controllo. Il senso della spinta al dinamometro è unico e indipendente dal senso di rotazione del motore. (vedi particolare della fig. 5).

La fig. 7 rappresenta schematicamente un banco tipo FAMO per motori raffreddati ad acqua e ad aria, con freno a mulinello, capace di misurare potenze sino a 3000 CV.

Esso è costituito da una incastellatura in lamiera d'acciaio avente forma di un cilindro con l'asse verticale a base pseudo-

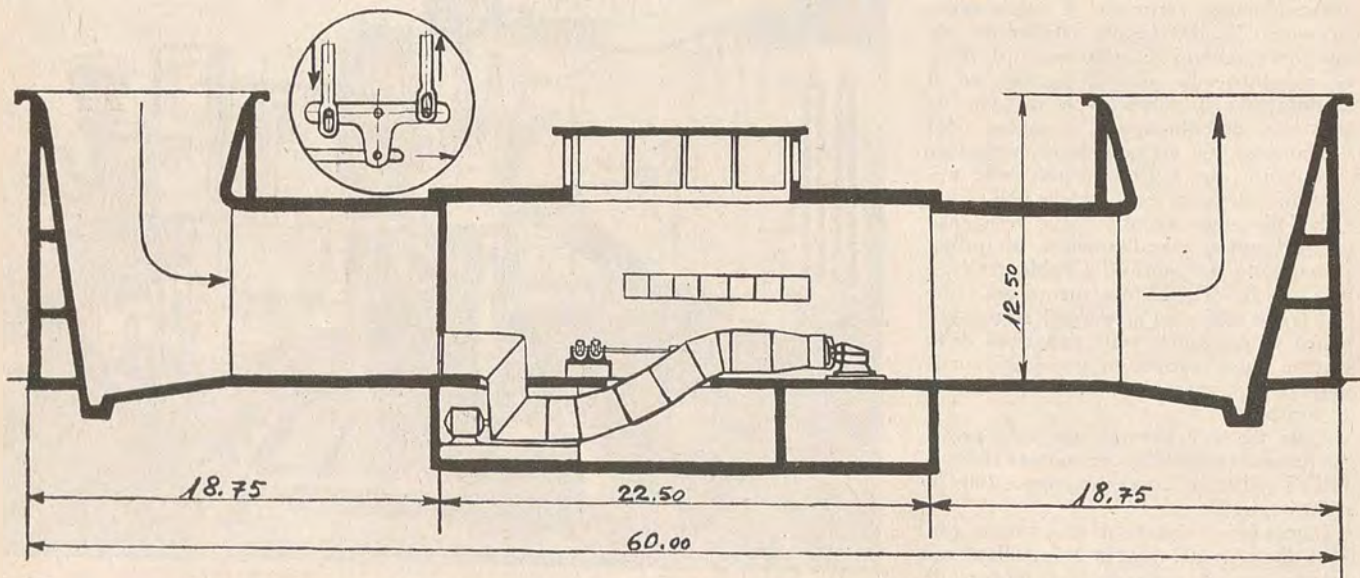


Fig. 5 — Soffieria per motori d'aviazione fino a 2000 Cv. Il particolare indica il collegamento tra i freni Froude.

ellittica, sostenente un altro cilindro ad asse orizzontale con sezione circolare.

Il braccio di reazione, le bilance del freno e del consumo olio, tutte le tubazioni ed i comandi sono contenuti nell'interno dell'incastellatura, di modo che l'esterno presenta una superficie liscia e aerodinamicamente profilata. In tal modo la misura della potenza è sottratta all'influenza degli effetti aerodinamici causati dalla corrente d'aria del mulinello.

Il motore viene montato anteriormente con la sua incastellatura di supporto fissata alla piastra 1). Esso porta calettato sull'albero elicico un mulinello a passo variabile in moto, che, secondo i casi, serve solo a frenare la potenza o anche a raffreddare il motore.

La piastra anteriore 1) è imbullonata alla flangia frontale 2) della carcassa mobile 5): questa è sopportata classicamente dall'albero portante 3), essendovi interposti tre tamponi di gomma 4). La carcassa 5), attraverso i due perni 6), e il braccio 7), trasmette la reazione alla bilancia 9) tramite il sistema di leve 8).

Tutto il complesso motore-albero oscillante-braccio è sopportato da due cuscinetti 10) ancorati all'incastellatura del banco.

La cella, in cui viene installato tale tipo di banco prova, deve essere costruita con tutte le precauzioni per il suo silenziamento e l'isolamento acustico della cabina di controllo.

Sale prova alta quota.

Il rilievo delle caratteristiche di un motore d'aviazione, destinato a funzionare normalmente in quota, presenta varie difficoltà, che aumentano col crescere della potenza e della quota di adattamento. Esistono formule note per calcolare la potenza fornita in quota da un motore sovralimentato, conoscendone la potenza sviluppata a terra: esse tengono conto dell'accrescimento del rapporto di sovralimentazione del compressore, della correzione relativa alla temperatura dell'aria aspirata e della diminuzione della contropressione allo scarico. Il campo di dette formule però è limitato alle medie potenze e quote (4000 mt. circa) per cui non è possibile applicarle ai motori attuali con un grado ammissibile di approssimazione.

In una cella alta quota è possibile rilevare le caratteristiche reali di funzionamento in quota di un dato motore e ricavare formule di correzione, che saranno valide solo per quel tipo di motore e di compressore, ma che serviranno utilmente per il controllo della potenza in quota dei motori dello stesso tipo costruiti in serie e provati necessariamente su normali banchi a freno Froude o a mulinello. Ponendo infatti in depressione la sola aspirazione, sarà

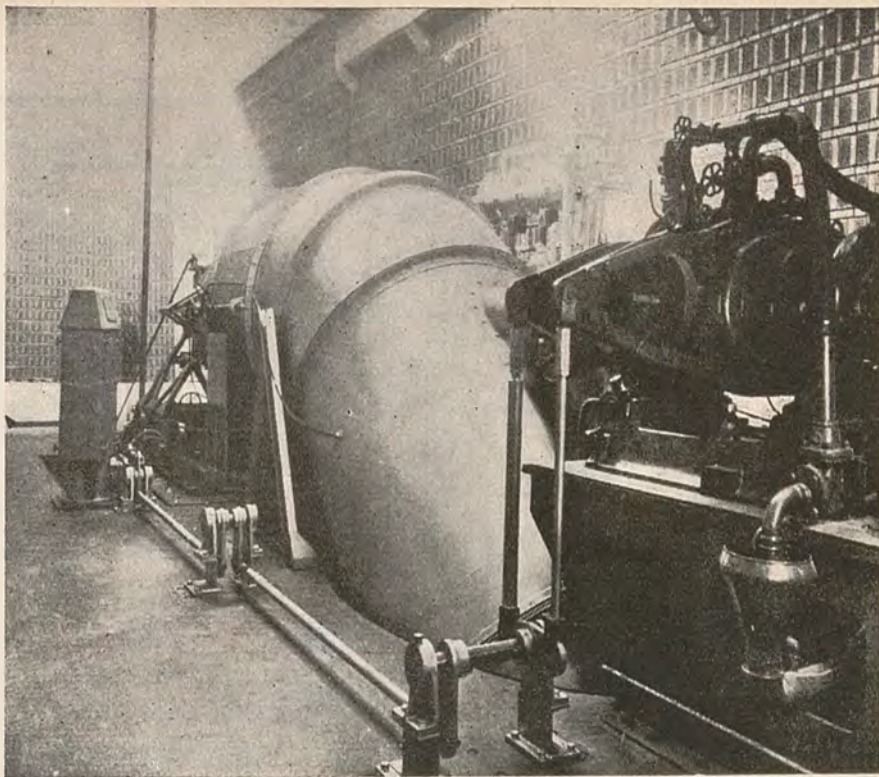


Fig. 6 — Particolare dello schema di figura 5.

possibile, dalla potenza sviluppata a terra in tali condizioni, stabilire con buona approssimazione la potenza corrispondente alla quota normale.

Le celle A. Q. permettono inoltre lo studio di numerosi problemi riguardanti il funzionamento dei motori in quota tra i quali, importante, quello del raffreddamento dei motori raffreddati ad aria, in condizioni diverse di densità e velocità.

Queste sale prova, per realizzare tutte

le condizioni di quota all'aspirazione, allo scarico e nell'ambiente del motore, debbono essere provviste, oltre agli impianti elencati all'inizio dell'articolo, degli altri seguenti:

— un impianto frigorifero per il raffreddamento dell'aria aspirata dal motore, dell'ambiente in cui funziona il motore stesso e dei gas di scarico (questi ultimi spesso raffreddati ad acqua).

— un impianto per la realizzazione della pressione di quota allo scarico del

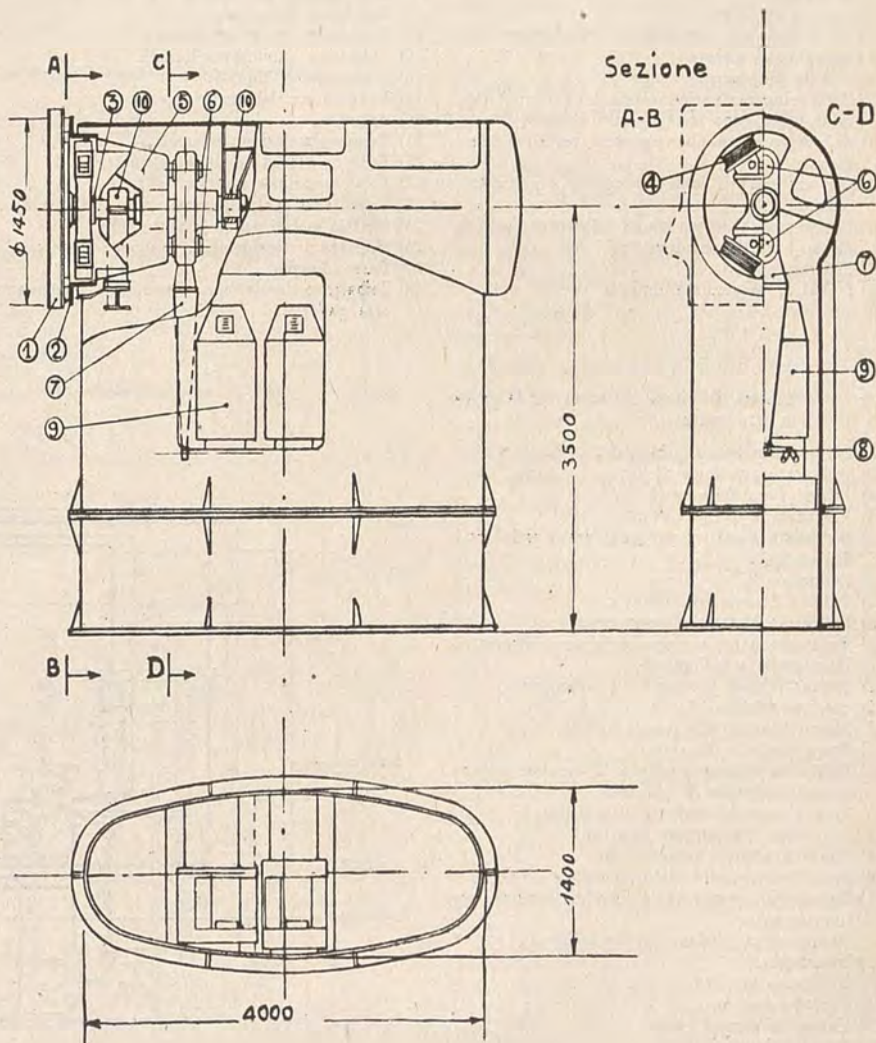


Fig. 7 — Banco oscillante FAMO fino a 3000 Cv

- 1) Piastra attacco motore.
- 2) Flangia di attacco piastra alla carcassa.
- 3) Albero portante l'equipaggio mobile.
- 4) Tamponi gomma ammortizzanti.
- 5) Carcassa oscillante.
- 6) Perna di trasmissione della coppia.
- 7) Braccio di reazione.
- 8) Sistema di leve.
- 9) Bilancia.
- 10) Sopperti di sostegno dell'equipaggio mobile.

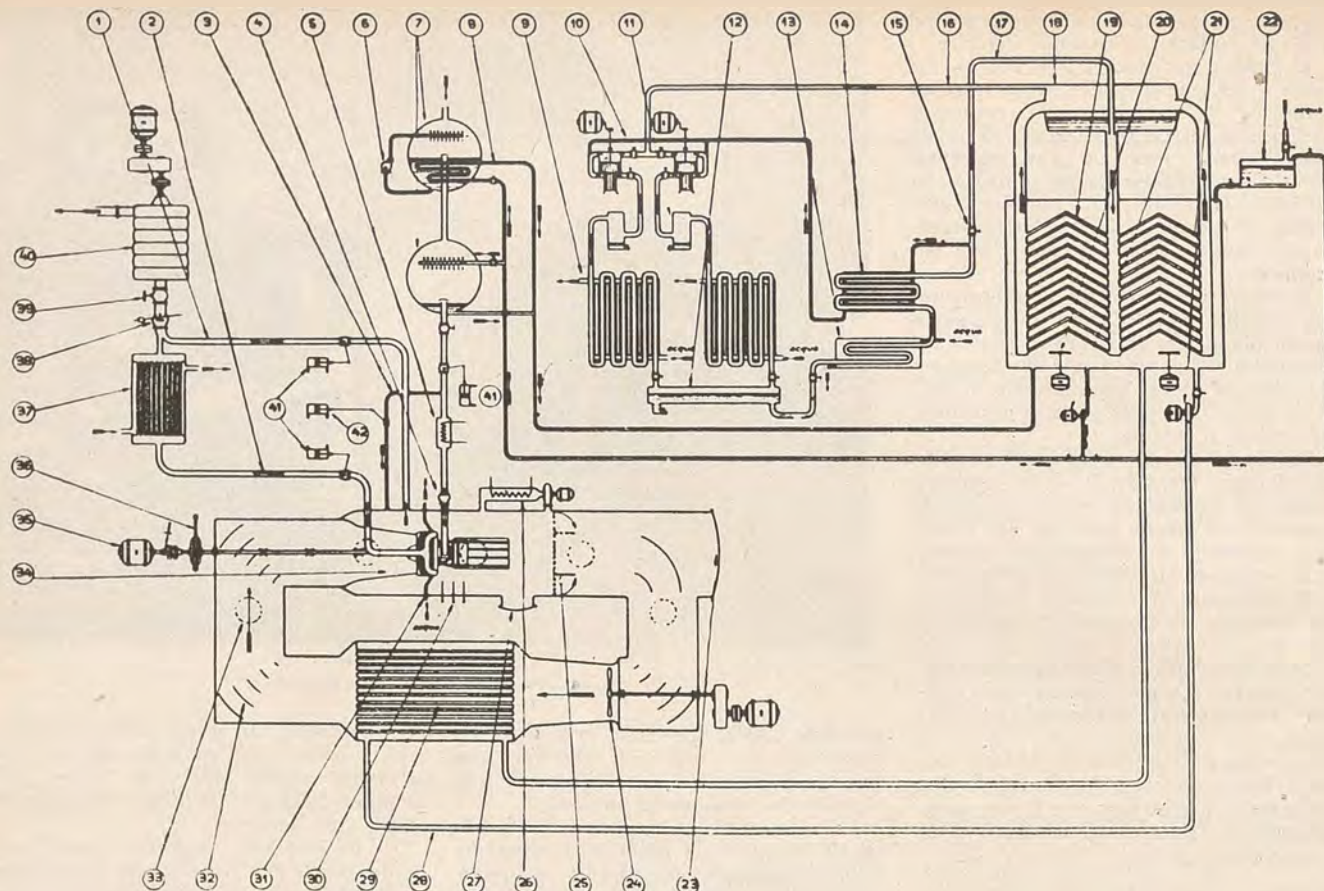


Fig. 8 — Schema impianto per prove in alta quota FIAT (da *La Rivista Aeronautica*, maggio 1934).

- | | | |
|---|---|---|
| 1) Tubazione per depressione cella. | 13) 1° condensatore supplementare ad acqua, dei vapori d'ammoniaca. | 29) Refrigerante aria galleria. |
| 2) Tubazione per depressione scarico motore. | 14) 2° condensatore supplementare ad ammoniaca, dei vapori d'ammoniaca. | 30) Quadro principale di manovra. |
| 3) Tubazione immissione aria in cella per discesa di quota. | 15) Regolatore principale. | 31) Tubazione acqua raffreddamento collettore scarico motore. |
| 4) Valvola di ritegno. | 16) Tubazione vapori ammoniaca. | 32) Deflettori. |
| 5) Resistenza per regolazione temperatura aria aspirata dal motore. | 17) Tubazione ammoniaca liquida. | 33) Valvola di sicurezza. |
| 6) Pompa circolazione acqua. | 18) Separatore di liquido. | 34) Cella con il banco del motore. |
| 7) Torri refrigeranti aria aspirata dal motore (temp. aria: + 5°C dopo la 1ª; — 50°C dopo la 2ª). | 19) Evaporatore dell'ammoniaca. | 35) Dinamo freno per avviamento e controllo rendimento organico motore. |
| 8) Tubazione circolazione salamoia per torri refrigeranti. | 20) Agitatori. | 36) Freno idraulico tipo Froude. |
| 9) Condensatori principali ad acqua dei vapori d'ammoniaca. | 21) Pompe circolazione salamoia. | 37) Torre refrigerante gas di scarico (raffreddamento gas da 800°C a 60°C). |
| 10) Compressori a doppio stadio dei vapori d'ammoniaca, con refrigerazione fra i due stadi. | 22) Filtro e titolatore della salamoia. | 38) Valvola di ritegno. |
| 11) Separatore d'olio. | 23) Porta principale ingresso cella. | 39) Valvola avviamento turbo-aspiratore. |
| 12) Serbatoio ammoniaca liquida. | 24) Ventilatore (velocità mass. aria: 350 Km/h). | 40) Turbo-aspiratore a 7 gradini (300 CV. — 9000 giri/l' con moltiplicatore). |
| | 25) Paratie mobili per isolamento cella. | 41) Servomotori per regolazione quota. |
| | 26) Resistenza riscaldamento ambiente motore. | 42) Servomotori per discesa di quota. |
| | 27) Passo d'uomo. | |
| | 28) Tubazione circolazione salamoia per refrigerante aria galleria. | |

Fig. 9 — Schema del circuito benzina per le prove in alta quota.

- 1) Presa dal serbatoio principale.
- 2) Rubinetto principale di arrivo.
- 3) Filtro prima della vaschetta.
- 4) Vaschetta a livello costante.
- 5) Rubinetto a tre vie per includere o escludere i flussometri.
- 6) Separatore di gas.
- 7) Turbina flussometro elettrico.
- 8) Indicatore elettrico flussometro.
- 9) Rubinetto a tre vie per deviazione flussometri.
- 10) Flussometri a galleggiante.
- 11) Rubinetti sfianti flussometri a galleggiante.
- 12) Scarico benzina.
- 13) Arrivo benzina alla pompa motore.
- 14) Presa condotto disaeratore.
- 15) Rubinetto chiusura condotto disaeratore (chiuso durante le prove di consumo).
- 16) Spia di vetro sul condotto disaerazione.
- 17) Indicatore temperatura benzina.
- 18) Condotto sfianto separatore gas.
- 19) Spia di vetro sullo sfianto separatore di gas.
- 20) Tubo della pompetta d'iniezione benzina per l'avviamento.
- 21) Rubinetto regolazione quota vaschetta.
- 22) Manometro.
- 23) Rubinetto per densimetro.
- 24) Portadensimetro.
- 25) Pompa iniezione benzina.
- 26) Spia livello vaschetta.

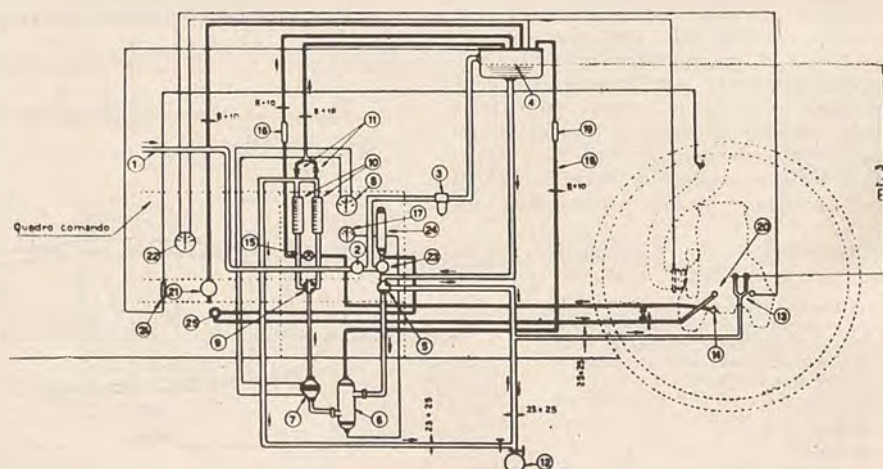


Fig. 10 — Schema del circuito dell'olio per le prove in alta quota.

- 1) Vasca
- 2) Rubinetto principale uscita dalla vasca.
- 3) Resistenza di riscaldamento.
- 4) Aerotermometro in vasca.
- 5) Aerotermometro entrata olio motore.
- 6) Pompa motore.
- 7) Presa manometro.
- 8) Comando filtro autopulitore (collegato con la leva del gas).
- 9) Presa per disaerazione in collegamento con la vasca.
- 10) Raccordi di uscita olio dal motore.
- 11) Aerotermometri uscita olio dal motore.
- 12) Tubo collettore per scarico impianti.
- 13) Filtri.
- 14) Rubinetto per eliminazione filtri.
- 15) Rubinetto a tre vie sul quadro per escludere il refrigerante.
- 16) Valvola di sicurezza per refrigerante.
- 17) Refrigerante.
- 18) Rubinetto regolazione ammissione acqua al refrigerante.
- 19) Interruttore e amperometro resistenze vasca.
- 20) Rubinetto collegamento vasca con la cella.
- 21) Rubinetto regolazione quota vasca.
- 22) Manometro quota vasca.
- 23) Rubinetto regolazione quota vasca.

motore e nella cella (la depressione all'aspirazione è creata dal motore stesso, strozzando la tubazione con una valvola a farfalla).

— un impianto per la produzione e il convogliamento della corrente d'aria per il raffreddamento del motore (solo per i motori raffreddati ad aria).

— un impianto per il collegamento di tutti i motori elettrici di servizio e il comando a distanza delle varie valvole di regolazione.

Come esempi di sale prova A. Q. citiamo quella della Fiat-SMA, distrutta durante la guerra, che aveva la possibilità di provare motori raffreddati ad aria e ad acqua di 1000 CV. funzionanti in ambiente corrispondente alla quota di 10.000 mt. L'impianto, è schematizzato nella fig. 8. Le figure 9 e 10 mostrano uno schema dei circuiti benzina e olio per la prova in quota di un motore.

Un'altro esempio di sala prova A. Q. è quello della D.V.L. - Adlershof - (fig. 11), per motori raffreddati ad aria e ad acqua.

E' costruita su due piani: nel superiore sono i banchi prova, il compressore dell'ammoniaca e tre turbo-aspiratori per i gas di scarico; al piano inferiore vi è l'impianto frigorifero per l'aria di aspirazione e per i gas di scarico, e servizi vari.

Il banco di prova dei motori raffreddati ad aria è costituito da una dinamo-freno, capace di assorbire sino a 2000 CV, accoppiata al motore con un corto albero intermedio munito di due giunti elastici: il momento d'inerzia della dinamo-freno è all'incirca eguale a quello dell'elica. Il raffreddamento è dato da una soffieria, in cui la corrente d'aria è creata da un ventilatore a un salto con pale a passo variabile (velocità del vento da 180 a 350 km./h) mosso da un motore elettrico a corrente alternata da 850 CV.

Il motore viene montato sul banco con i suoi deflettori e la cappottatura accostata al conoide di efflusso dell'aria dalla galleria.

Il banco prova dei motori raffreddati ad acqua si trova affiancato al precedente ed è munito di un normale freno idraulico Krupp.

L'impianto per le prove in quota non permette di creare la depressione nell'ambiente del motore; ciò provoca alcuni inconvenienti quali:

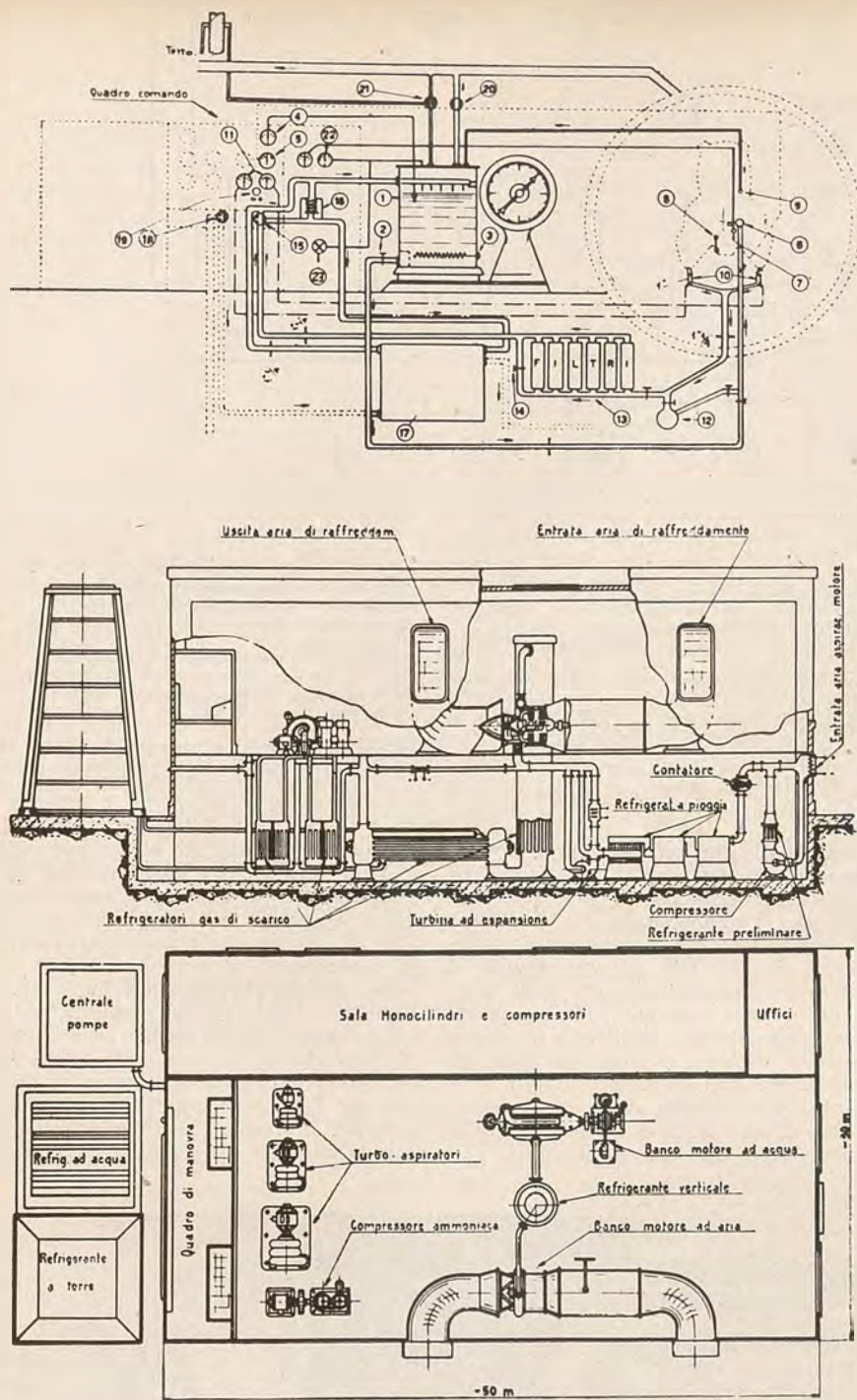


Fig. 11 — Impianto alta quota del D.V.L. Adlershof.

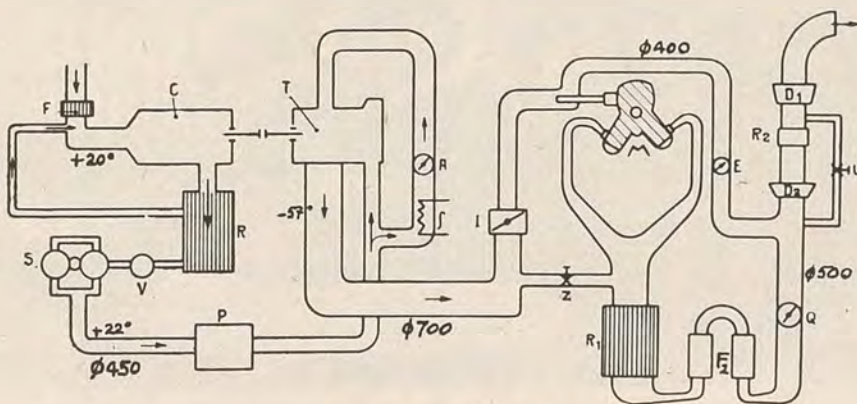


Fig. 12 — Schema dell'impianto alta quota della Junkers-Dessau.

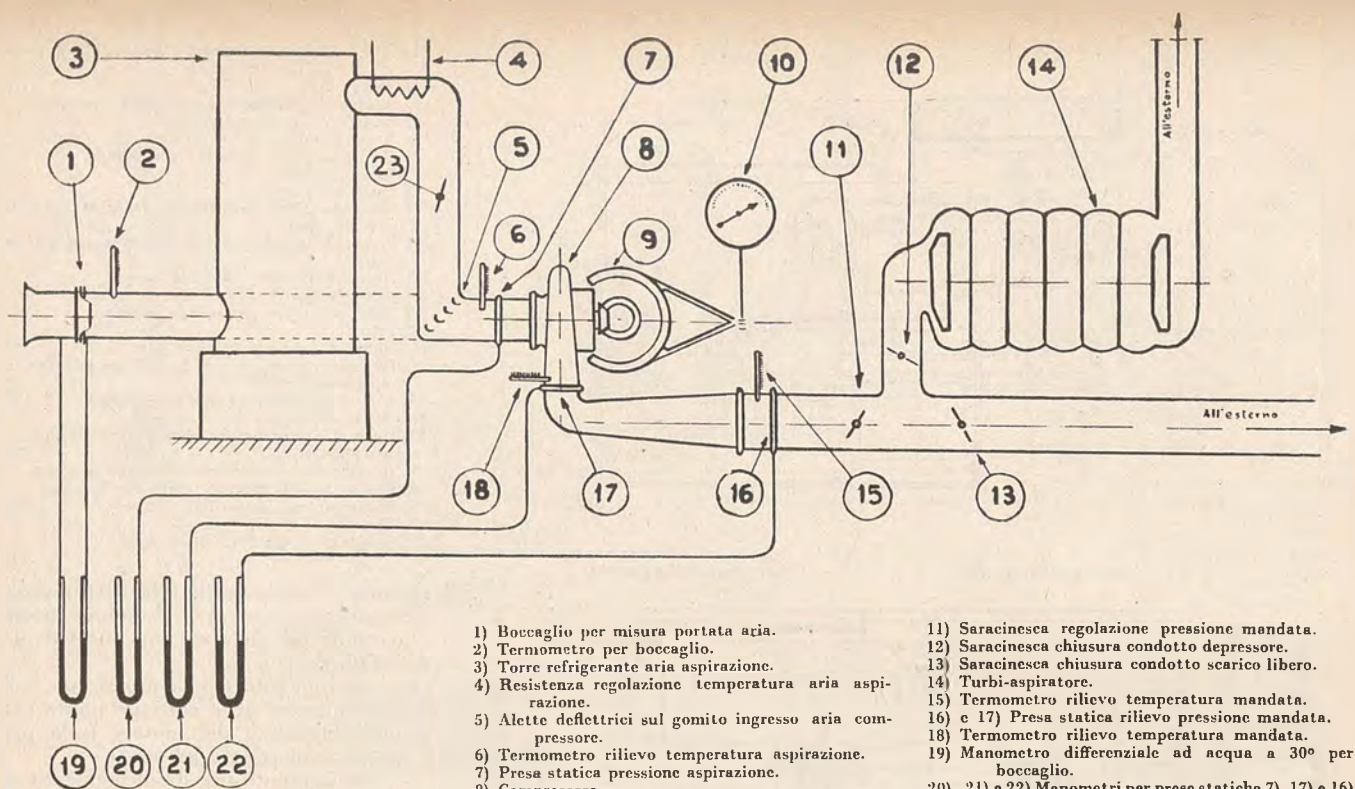


Fig. 13 — Schema di installazione per la prova in quota dei compressori.

- 1) Boccaglio per misura portata aria.
- 2) Termometro per boccaglio.
- 3) Torre refrigerante aria aspirazione.
- 4) Resistenza regolazione temperatura aria aspirazione.
- 5) Alette defletttrici sul gomito ingresso aria compressore.
- 6) Termometro rilievo temperatura aspirazione.
- 7) Presa statica pressione aspirazione.
- 8) Compressore.
- 9) Motore elettrico c. c.
- 10) Bilancia dinamometrica.

- 11) Saracinesca regolazione pressione mandata.
- 12) Saracinesca chiusura condotto depresso.
- 13) Saracinesca chiusura condotto scarico libero.
- 14) Turbi-aspiratore.
- 15) Termometro rilievo temperatura mandata.
- 16) e 17) Presa statica rilievo pressione mandata.
- 18) Termometro rilievo temperatura mandata.
- 19) Manometro differenziale ad acqua a 30° per boccaglio.
- 20), 21) e 22) Manometri per prese statiche 7), 17) e 16)
- 23) Valvola a farfalla per regolazione pressione aspirazione.

— impossibilità di eseguire rilievi sull'andamento del raffreddamento in quota dei motori.

— passaggio dell'olio ai cilindri e, attraverso ai labirinti di tenuta, alla ventola del compressore.

— deformazione del coperchio del compressore e, talvolta, conseguente sfregamento della ventola su di esso.

— riscaldamento della miscela aspirata per passaggio di calore attraverso le pareti del compressore, per cui risulta che il rendimento adiabatico di questo, misurato in quota, è minore di quello misurato a terra. Tale inconveniente è meno risentito dai motori stellari, in quanto la temperatura delle pareti del compressore, data la sua posizione, è mantenuta più costante al variare delle condizioni ambiente.

Il circuito di aspirazione è il seguente:

L'aria attraverso un filtro, viene aspirata da un compressore da 100 CV che la comprime nel rapporto di 1,4/1, in modo da compensare le perdite di carico nei condotti ed avere la possibilità di alimentare il motore al suolo con pressione eguale o superiore a 760 mm Hg. Le calorie introdotte nella compressione vengono sottratte da un refrigerante ad acqua, posto sulla mandata del compressore; un condotto in derivazione permette di escludere il compressore ed il relativo refrigerante.

Dopo aver attraversato un misuratore di portata Pintsch, l'aria viene raffreddata in tre refrigeranti a pioggia, nei quali raggiunge le temperature di 10° C dopo il 1°, 0° C dopo il 2°, e - 30° C dopo il 3°.

Dal 3° refrigerante l'aria raggiunge il motore attraverso un triplice condotto: la prima diramazione contiene una resistenza elettrica per la regolazione della temperatura, la seconda porta diretta-

mente l'aria dai refrigeranti al motore, mentre sulla terza vi è una turbina ad espansione, nella quale l'aria può raggiungere la temperatura di - 100° C. Questa turbina è accoppiata ad un alternatore da 120 KW, che ne assorbe il carico ed immette corrente nella rete.

Tre valvole montate sulle tre precedenti diramazioni a valle della resistenza e della turbina, permettono tutte le regolazioni all'aspirazione; queste vengono poi mantenute automaticamente a mezzo di un sistema di regolatori elettrici accoppiati a servomotori idraulici.

L'impianto frigorifero è ad espansione di ammoniaca con intermediario di salamoia (cloruro di calcio). L'ammoniaca viene compressa da un compressore di 150 CV, condensata e quindi evaporata in condensatori ed evaporatori.

La capacità frigorifera dell'impianto è di 100.000 Cal/h; l'acqua richiesta per i condensatori è di 400 mc/h, e percorre un circuito chiuso, essendo raffreddata in un refrigerante a torre, esterno al fabbricato. I tre refrigeranti dell'aria sono costruiti in lamiera, per poter sopportare la pressione di esercizio di 1,5 atm.

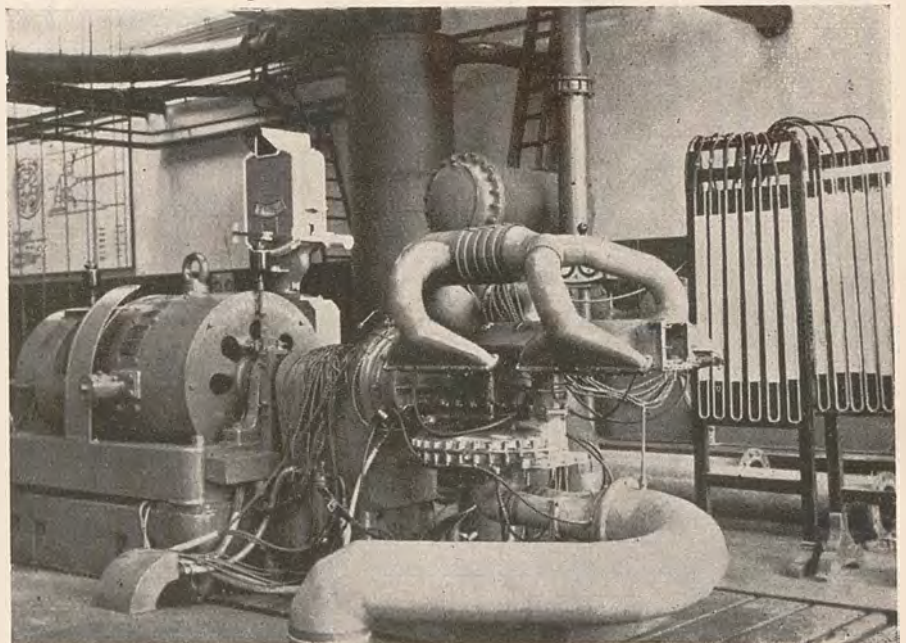


Fig. 14 — Banco prova compressori S.A. FIAT.

Di essi il 1° è ad acqua, gli altri due sono a salamoia. Sono del tipo ad anelli di grès (superf. 220 mq. per 1 mc. di anelli) la velocità dell'aria in essi è mantenuta a 1,5 m/sec. per evitare trasporto di liquido.

Il circuito di scarico comprende due refrigeranti principali a tubi, uno verticale e il secondo orizzontale, e tre turbo-aspiratori con due refrigeranti intermedi.

I gas di scarico, espulsi dal motore a circa 800° C, vengono raffreddati a 100° C nel 1° refrigerante e a 30° C nel 2°. Passano quindi nel 1° turbo-aspiratore, che li porta a 225° C, e nel 1° refrigerante intermedio, ove scendono a 40° C di temperatura; poi nel 2° turbo-aspiratore e nel 2° refrigerante intermedio, nei quali riprendono gli stessi precedenti valori di temperatura; vengono aspirati infine dal 3° turbo-aspiratore ed espulsi a 225° C.

La regolazione della quota dello scarico viene effettuata con una valvola situata subito dopo il 2° refrigerante principale e inserendo in modo vario i tre turbo-aspiratori; precisamente, col 1° si realizzano le quote più basse, col 1° e il 2° accoppiati in parallelo o in serie le quote intermedie, con i tre in serie le quote massime (in queste condizioni, con una portata di 1000 Kg/h si raggiungono i 22000 mt.).

Nella fig. 12, vi è un terzo esempio di impianto di alta quota (Junkers-Dessau), per soli motori raffreddati ad acqua.

Il circuito di aspirazione comprende il filtro F, attraverso cui l'aria, alla temperatura ambiente di 20° C, è aspirata da un compressore C, azionato da un motore asincrono trifase da 750 KW, e compressa a circa 5 atm. A mezzo del refrigerante R l'aria viene riportata circa alla temperatura iniziale; attraversa quindi un essiccatore Silicagel S, a elementi sostituiti automaticamente ogni 90' e rigenerato dai gas di scarico, e un Pintsch P, che ne misura la portata.

L'aria così compressa ed essicata passa in una turbina ad espansione T, collegata con il compressore, nella quale si raffredda sino alla temperatura di - 57° C: di qui viene aspirata dal motore.

Una resistenza elettrica di 75 KW. e una valvola A, poste in parallelo nel condotto d'ingresso della turbina, permettono di regolare la temperatura.

Il circuito di scarico è costituito da due depressori D₁ e D₂ in serie, azionati ognuno da un motore da 750 KW., i quali aspirano i gas già raffreddati nei

refrigeranti R₁ e R₂ e filtrati in F₁. Il 1° depressore D₁ realizza una pressione corrispondente alla quota di 8000 mt. con una portata di 3 Kg/sec; il 2° depressore D₂ raggiunge complessivamente col 1° la quota di 14.000 mt. con una portata di 2,4 Kg/sec.

Due condutture collegano il circuito di aspirazione e quello di scarico: la prima, dopo aver chiusa la valvola I, permette, attraverso la valvola Z, di effettuare un lavaggio di pulizia del circuito di scarico; la seconda, attraverso la valvola E, regola la temperatura dei gas all'ingresso dei depressori.

Riteniamo opportuno dare in questa sede anche un cenno alle prove dei compressori, in quanto essi fanno ormai parte integrante di tutti i motori d'aviazione e di diversi motori d'automobile.

Un banco prova per compressori consta necessariamente di un motore capace di trascinare il compressore nelle massime condizioni di carico e che dia la possibilità di misurare la potenza assorbita dal compressore in varie condizioni e a diversi regimi: quindi, motore a corrente continua a statore fisso, del quale a mezzo di un voltmetro e un amperometro, noto il rendimento ai vari regimi, si possa conoscere la potenza sviluppata, oppure motore a corrente continua a statore oscillante, per poterne misurare la coppia di reazione a mezzo di un dinamometro.

Per poter provare il compressore in quota occorrono gli stessi tipi di impianti necessari per i motori e cioè:

— refrigerazione all'aspirazione, per creare le condizioni di temperatura di quota.

— turbo-aspiratore allo scarico, per creare le condizioni di pressione di quota allo scarico.

Lo schema in fig. 13 sintetizza una installazione del genere.

L'aria di aspirazione passa attraverso al boccaglio 1), il quale a mezzo del manometro differenziale a 30° ad acqua 19) e del termometro 2) dà la misura della portata. Mediante la farfalla 23) e la torre di refrigerazione 3) vengono stabilite le diverse condizioni di pressione e di temperatura all'aspirazione nelle prove in quota; una resistenza 4) permette di regolare la temperatura dell'aria. Sulla tubazione d'ingresso al compressore notiamo i deflettori 5), e inoltre il termometro 6) e la presa statica 7) collegata al manometro 20) per la conoscenza delle condizioni di stato dell'aria all'imbocco della girante: analogamente sul condotto di mandata sono montati i

termometri 15) e 18) e le prese statiche, 16) e 17) collegate ai manometri 22) e 21).

Il dinamometro 10) misura la reazione del motore a c.c. 9), azionante il compressore 8).

Le saracinesche 12) e 13) servono per escludere rispettivamente il turbo-aspiratore 14) o lo scarico libero. La valvola 11) regola la pressione sulla mandata.

La fig. 14 mostra il banco prova compressori della Fiat, munito di motore a corrente continua da 400 CV.

Banchi prova per motori a reazione.

È noto che i primi reattori furono provati e messi a punto in volo, montati in coda o sotto la fusoliera di apparecchi mossi da motori alternativi. Oggi le case costruttrici di reattori sono attrezzate per le prove al banco di tali motori, sia in sede sperimentale che di produzione: la diversità dell'impianto nei due casi differisce invero solo per il numero e il tipo degli strumenti di misura e di controllo.

Un impianto per la prova dei reattori (fig. 15), consiste essenzialmente in una cella, ove è situata una piattaforma mobile che sostiene il reattore e permette la misura della spinta, un condotto alimentazione aria, un condotto di scarico dei gas combusti, una cabina di controllo e servizi ausiliari.

L'esperienza fatta sulle prime installazioni sperimentali ha consigliato di rivestire le pareti laterali della cella con lamiera d'acciaio di circa 15 mm. di spessore, e, nella zona corrispondente ai piani di rotazione delle giranti del compressore e della turbina, di almeno il doppio.

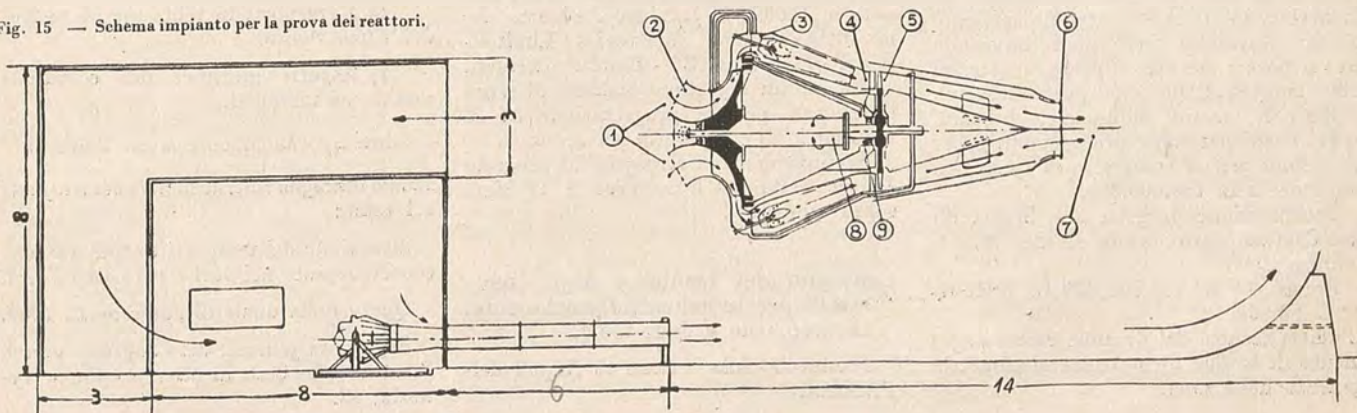
La piattaforma è montata su rulli ed è mobile assialmente; il reattore viene montato mediante i due perni laterali previsti per il montaggio sul velivolo.

Il montaggio e la prova normale di produzione di un reattore è notevolmente più breve che per un motore alternativo; il montaggio richiede circa due ore in confronto delle dodici normalmente richieste dal motore alternativo.

Nell'assetto di prova la bocca di efflusso posteriore dei gas rimane accostata al condotto di scarico, lasciando una luce su tutta la circonferenza: da tale passaggio, per effetto dell'eliezione dei gas, parte dell'aria della cella viene aspirata e trascinata nel condotto di scarico con effetto raffreddante.

Durante il funzionamento del reattore è pericoloso soffermarsi nell'interno della cella anche per un breve tempo, a causa dell'alta frequenza del suono generato

Fig. 15 — Schema impianto per la prova dei reattori.



dal reattore, che può produrre disturbi fisiologici; è prudente pertanto rimanere solo per pochi minuti e col reattore al minimo regime.

Il condotto di alimentazione aria è ricavato dalla stessa struttura della costruzione: la fig. 15 citata ne dà un esempio.

Il condotto di scarico è costituito da un cilindro in lamiera di acciaio di mm. 1,5 di spessore: il diametro è di 500 mm. (leggermente superiore alla bocca di uscita dei gas dal reattore) e la lunghezza di circa mt. 6.

Tale condotto è disposto con l'asse orizzontale ed è fissato anteriormente alla parete della cella, in corrispondenza del cono di scarico del reattore e posteriormente è tenuto da un sopporto in muratura o metallico.

I gas dopo aver percorso il condotto descritto, proseguono all'aperto per una decina di metri e quindi vengono deviati verso l'alto da uno scivolo. Una apertura praticata in quest'ultimo permette l'osservazione dei gas di scarico.

La cabina di controllo è analoga a quella delle altre sale di prova normali: deve essere isolata acusticamente e contenere tutti i comandi, gli strumenti di controllo e l'indicatore di spinta.

I servizi comprendono i circuiti carburante, olio di lubrificazione, acqua per refrigeranti dell'olio, come per le celle normali: sul circuito del carburante, oltre al serbatoio principale, è previsto

un serbatoio supplementare contenente olio di miscela e un miscelatore che provvede a miscelarlo nella dose dovuta (1 %) al carburante (kerosene).

Nella prova di un reattore si effettuano i seguenti rilievi (fig. 15):

- Spinta statica (7); viene misurata da uno statimetro nel modo seguente: una placchetta fissata sul carter d'ammissione del reattore o sulla piattaforma mobile, per effetto dello spostamento (dell'ordine di 2-10 mm) dovuto alla spinta dei gas, preme sul bottone dello statimetro, collegato con un tubo capillare a un manometro, il quale dà l'indicazione dell'entità della spinta. La spinta può anche essere misurata con una bilancia, mediante una trasmissione a leve dalla piattaforma.

- Consumi totale e specifico

- Temperature nel:

- condotto di aspirazione del compressore (2)

- diffusore del compressore (3)

- ingresso turbina (4)

- uscita turbina (5)

- tubazione di eiezione gas (in diversi punti) (6)

- cuscinetto posteriore del rotore (9)

- pozzetto olio di lubrificazione.

- Pressioni nel:

- diffusore del compressore (3)

- ingresso turbina (4)

- uscita turbina (5)

- tubazione di eiezione gas (6)

- tubazione mandata carburante

tubazione mandata olio di lubrificazione.

- Velocità e portata:

- aria aspirata dal compressore (1)

- uscita dei gas dalla turbina (5)

- uscita dei gas dal condotto di eiezione (6)

- Giri e potenza assorbita dal rotore (8).

Anche per i rotori a reazione è stato costruito un impianto per prove in quota, a Oberweissenfeld, dalla B.M.W. L'installazione consta di una cella cilindrica d'acciaio, di mt. 3,60 di diametro e di mt. 9 di lunghezza, nella quale è sistemato il banco del reattore; nella cella può essere mantenuta una temperatura di -65°C e una pressione corrispondente a 15.000 mt. Una soffieria provvede una corrente d'aria attraversante la cella a 885 Km/h.

I circuiti aspirazione e scarico sono analoghi a quelli degli impianti alta quota per motori normali: l'aspirazione comporta un compressore a tre stadi, due refrigeranti di cui uno ad acqua e uno a salamoia, e una turbina ad espansione accoppiata al compressore; lo scarico è dotato di 4 turbo-aspiratori con refrigeranti intermedi, inseribili in serie o in parallelo secondo la quota da realizzare.

Detto impianto è stato ultimamente usato da una casa inglese per i propri reattori.

Giorgio Manini

C O N C O R S I E C O N V E G N I

Città di Tortona.

Concorso nazionale fra Ingegneri e Architetti italiani per il progetto del piano regolatore e di ampliamento della Città di Tortona.

A richiesta il Comune fornirà le planimetrie delle arterie dell'abitato e delle quote altimetriche e l'elenco dei monumenti (deposito L. 700 rimborsabili a presentazione del progetto).

Scadenza del concorso: ore 12 del 30 Novembre 1949.

Premi: 1° L. 400.000; 2° L. 200.000; 3° L. 50.000; due quarti premi di L. 25.000 caduno.

Comune di Fidenza.

Concorso fra Architetti ed Ingegneri iscritti all'albo per un complesso di fabbricati da erigersi su area prospiciente piazza Garibaldi nei quali dovranno trovar posto: mercato coperto, magazzini uffici municipali, poste telegrafi e telefoni, biblioteca, salone adunanze, pretura, caffè, locali per uffici professionali e per abitazione per un complesso di spesa non superiore a L. 130.000.000.

Presentazione progetti alla Segreteria del Comune entro le ore 12 del 30 settembre 1949.

Premi: 1° L. 300.000, 2° L. 100.000, 3° L. 50.000.

L'ufficio tecnico del Comune dietro pagamento di L. 200 fornirà una planimetria generale della zona.

Comune di Trecate.

Concorso fra Ingegneri ed Architetti italiani, iscritti all'albo, per lo studio e la redazione del piano regolatore dell'abitato di Trecate e frazioni di San Martino.

Presentazione progetti alla Segreteria del Comune entro il 5 gennaio 1950.

Premi: 1° L. 300.000, 2° L. 150.000, 3° L. 75.000 oltre due eventuali altri premi di L. 25.000 a titolo rimborso spese.

L'ufficio tecnico Comunale dietro pagamento di L. 5000 fornirà le planimetrie della zona, l'elenco monumenti, ecc.

Richieste di tecnici.

L'Istituto nazionale per il Commercio estero (Roma - casella postale 1061) con nota n. 110820-II /1/S.Mecc. avverte che la ditta indiana Mekanzies Limited-Sewri - Post Box 925 - Bombay desidera assumere un ingegnere italiano di larga esperienza per la progettazione ed il montaggio di carrozzerie per autobus.

Per informazioni rivolgersi al predetto Istituto citando il numero e la sigla sopra riportati.

Convegno dei tecnici e degli industriali per la industrializzazione del mezzogiorno e delle isole.

Promosso dalla sezione di Napoli dell'ANIAI.

Napoli, 30 settembre 1 e 2 ottobre 1949.

Informazioni, relazioni e comunicazioni alla Segreteria del Convegno, via Medina, 5, Napoli.

Terzo Congresso Italiano dei trasporti.

Promosso dall'Automobile Club d'Italia e di Milano colla collaborazione del Collegio degli Ingegneri di Milano, il Touring Club italiano e della rivista « Interauto » avrà luogo a Milano dal 22 al 25 settembre 1949. Saranno trattati i seguenti temi:

a) Situazione sui trasporti e studi sul loro coordinamento in Italia.

b) I trasporti in relazione ai traffici dell'Anno Santo.

c) Aspetti giuridici del coordinamento dei trasporti.

Contemporaneamente avrà luogo il

Primo convegno internazionale dei trasporti col tema:

Situazione dei trasporti e studi sul loro coordinamento nei vari e tra i vari Paesi.

Quota individuale di adesione L. 1000.

Segreteria generale del Congresso presso l'Automobile Club di Milano - Corso Venezia, 43.

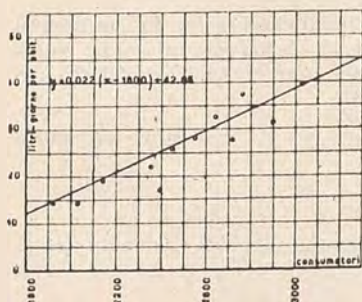
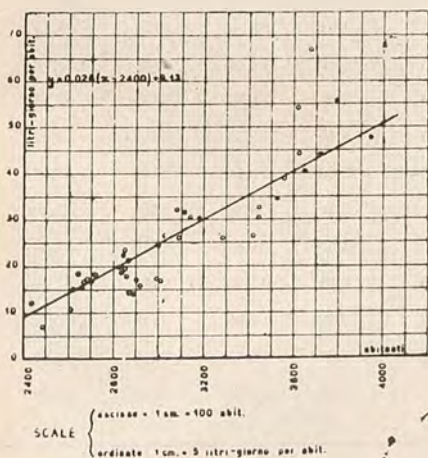
Sul consumo di acqua potabile nei piccoli centri

(Osservazioni sui dati statistici di Alpignano dal 1908 al 1947).

I) Si rendono note alcune osservazioni relative alla quantità d'acqua erogata dall'impianto per la distribuzione dell'acqua potabile nel comune di Alpignano in quaranta anni di esercizio.

Alpignano è un piccolo centro agricolo-industriale, sito a 14 km. da Torino che, fino al principio del secolo, si serviva dell'acqua dei pozzi e delle rogge di irrigazione. L'acquedotto incominciò a funzionare, attingendo l'acqua da una prima falda, a circa venticinque metri sotto il livello del suolo, nel luglio 1908; nel 1930-1932 si costruì un nuovo serbatoio, si perforò un secondo pozzo, raggiungendo una seconda falda a circa cinquanta metri sotto il livello del suolo, e si sostituì pressochè tutta la rete aumentando i diametri delle condotte. Il paese inoltre, prima essenzialmente agricolo, andò man mano trasformandosi in industriale con il crearsi di piccole industrie. Da circa un ventennio vi si è stabilita la S. A. Philips, che ingrandendo i suoi stabilimenti provocò aumenti di popolazione e di consumo di acqua sia ad uso potabile ed igienico, sia ad uso puramente industriale.

II) Dai valori riportati sulla tabella si vedono chiaramente le conseguenze delle migliorie dell'impianto e dello sviluppo delle industrie nel paese. Essa riporta i valori relativi ai singoli anni dal 1908 al 1947.



Per il 1908 si riferisce ad un solo semestre di esercizio. Si è divisa la tabella in 15 colonne, che riportano per ogni anno:

1) *Numero di abitanti.*

2) *Variazione percentuale di abitanti.* Abbastanza costante fino al 1930; indi cresce con lo sviluppo industriale e raggiunge un massimo (+ 37,1 %) nel 1943 per gli sfollamenti.

3) *Numero totale di utenze.*

4) *Numero di utenze industriali.* Sono le utenze con contratto speciale: hanno un minimo di consumo che supera i 100 mc. all'anno.

5) *Numero di utenze domestiche.*

Sono le utenze con contratto per uso privato. Il minimo di consumo che viene pagato era di 40 mc. all'anno; venne poi portato a 80 mc. all'anno.

6) *Variazione percentuale di utenze.*

Notevole nei primi anni, diminuisce per il funzionamento dell'impianto che lascia a desiderare. Presenta un salto (+ 34,8 %) nel 1930, anno in cui si incominciò a rinnovare la rete di distribuzione.

7) *Consumo domestico.*

In mc. all'anno. È quello relativo alle utenze del n. 5.

8) *Consumo della caserma.*

In mc. all'anno. Si è tenuto separato il consumo della caserma perchè presenta notevoli scarti a seconda del numero dei militari residenti, che fu molto vario, anche nel corso di uno stesso anno.

9) *Consumo industriale.*

In mc. all'anno.

10) *Consumo totale.*

In mc. all'anno.

11) *Consumo in litri al giorno per abitante relativo al solo consumo domestico.*

In linea generale è andato sempre aumentando fino a raggiungere i 50 litri al giorno per abitante.

12) *Variazione percentuale di consumo in litri al giorno per abitante relativa al solo consumo domestico.*

In generale l'aumento percentuale del consumo è molto maggiore dell'aumento percentuale degli abitanti.

13) *Consumo in litri al giorno per abitante relativo al consumo totale.*

Per l'ultimo decennio si scosta da quello riportato nella colonna 11), per la notevole quantità d'acqua erogata alla caserma e alle industrie.

14) *Numero di consumatori d'acqua in rapporto al numero delle utenze.*

Si è osservato che ad ogni utenza corrispondono in media sei consumatori.

15) *Consumo in litri al giorno per persona in relazione al numero di persone riportate nella colonna 14.*

Il consumo contemplato in questa colonna si avvicina notevolmente ai fabbisogni d'acqua consigliati dagli autori

nella progettazione di acquedotti nei centri con 3000 ÷ 5000 abitanti, i quali consumino acqua quasi esclusivamente per usi domestici.

III) Si sono disegnati due diagrammi così ottenuti:

a) Sulle ascisse è riportato il numero di abitanti e sulle ordinate il consumo in litri al giorno per abitante, non tenendo in conto l'acqua consumata dalla caserma e dalle industrie. I punti considerati, salvo alcuni scarti, sono allineati su di una retta di equazione:

$$[1] \quad y = 0,022 (x - 2400) + 9,13$$

in cui x rappresenta il numero di abitanti, y il consumo in litri al giorno per abitante.

La [1] è stata ottenuta con i valori della colonna 11 della tabella.

b) Sulle ascisse si è riportato il numero dei consumatori presunti di acqua potabile, (colonna 14 della tabella), e sulle ordinate i valori corrispondenti dei consumi giornalieri per ogni consumatore. Ci si è limitati a considerare però soltanto i valori relativi agli anni 1937 ÷ 1947 perchè precisi, mentre quelli relativi agli anni 1908 ÷ 1936 hanno un andamento troppo irregolare, perchè, mentre si è controllato che ad ogni singola utenza, nell'ultimo decennio, corrisposero in media sei consumatori, per gli anni precedenti, quando gli utenti erano pochi, la proporzione doveva essere diversa. Anche in questo caso la $y = f(x)$ è rappresentata da una retta di equazione:

$$[2] \quad y = 0,022 (x - 1800) + 42,05$$

Si ricorda ancora che il consumo, in litri al giorno per abitante, considerato per la costruzione dei due diagrammi è quello per uso domestico, e non tiene conto delle perdite, fontanelle pubbliche, bocche incendi, ecc.

La [1] e la [2] possono ritenersi valide per l'acquedotto di Alpignano per un numero di abitanti che arrivi sino a circa 8000 ÷ 10000.

IV) Si è visto che il consumo medio giornaliero per persona si aggira oggi qui 55 litri considerando la totalità degli abitanti e sui 70 litri considerando invece i presunti consumatori. Si riportano alcuni dati di diversi autori:

Il LHEUREUX (1) dà per quartieri ad immobili serviti d'acqua al solo piano terreno e non ai superiori, il che accade per la quasi totalità nei piccoli paesi, 40 ÷ 60 litri al giorno per abitante. Per paesi rurali con circa 3000 abitanti 85 litri al giorno, e per paesi, con un numero di abitanti variabile tra 3000 e 15000, 240 litri al giorno. La nostra [1] per $x = 11000$, dà $y = 233$ circa.

(1) LHEUREUX: Alimentation des villes en eaux potables.

Anno	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1908	2588	—	53	0	53	—	6400	0	0	6400	13,74	—	13,74	318	111,80
1909	2604	+ 0,56	66	0	66	+ 24,60	10200	0	0	10200	10,73	— 21,95	10,73	396	70,50
1910	2622	+ 0,69	88	0	88	+ 33,40	14800	0	0	14800	15,45	+ 43,90	15,45	528	76,80
1911	2643	+ 0,80	93	4	89	+ 5,68	17800	0	10000	27800	18,50	+ 19,75	28,83	558	87,40
1912	2656	+ 0,49	111	4	107	+ 19,14	15300	0	6000	21300	15,83	+ 14,43	22,00	666	62,90
1913	2878	+ 0,83	118	4	114	+ 6,30	16200	0	4000	20200	16,81	+ 6,18	20,62	708	62,65
1914	2692	+ 0,52	131	4	126	+ 1,10	17000	500	5500	23000	17,31	+ 2,99	23,40	786	59,35
1915	2704	+ 0,45	136	4	132	+ 3,82	17000	1000	4000	22000	17,24	— 0,40	22,29	816	57,10
1916	2716	+ 0,44	142	2	140	+ 4,40	18000	2400	2000	22400	18,19	+ 5,50	22,61	852	57,90
1917	2824	+ 3,99	152	2	150	+ 7,03	20400	2000	1000	23400	19,80	+ 7,76	22,72	912	61,39
1918	2833	+ 0,32	156	2	154	+ 2,64	19500	1000	500	21000	18,90	— 4,55	20,37	936	57,10
1919	2841	+ 0,28	158	3	155	+ 1,28	23000	500	500	24000	22,20	+ 17,46	23,19	948	66,40
1920	2848	+ 0,25	164	3	161	+ 3,80	24600	1800	2000	27400	23,62	+ 6,40	26,19	984	68,60
1921	2852	+ 0,14	166	3	163	+ 1,22	20000	500	1000	21500	19,21	— 18,7	20,63	996	55,00
1922	2860	+ 0,28	172	3	169	+ 3,64	18700	300	500	19500	17,91	— 9,41	18,69	1032	49,60
1923	2865	+ 0,18	174	3	171	+ 1,16	22000	2500	2000	26500	21,05	+ 17,50	26,30	1044	57,80
1924	2876	+ 0,38	176	2	174	+ 1,15	15100	0	400	15500	14,39	— 31,60	14,80	1056	39,20
1925	2889	+ 0,45	177	2	175	+ 0,57	14800	0	200	15000	14,03	— 2,56	14,21	1062	38,18
1926	2903	+ 0,48	181	2	179	+ 2,27	18000	0	500	18500	17,00	+ 21,18	17,48	1086	45,50
1927	2915	+ 0,41	182	2	180	+ 0,55	16900	0	100	17000	15,90	— 6,47	16,01	1092	44,40
1928	2987	+ 2,47	184	3	181	+ 1,10	19000	0	500	19500	17,43	+ 9,62	17,90	1104	47,20
1929	3013	+ 0,87	187	3	184	+ 1,63	18500	0	500	19000	16,86	— 3,27	17,30	1122	44,60
1930	3028	+ 0,49	252	3	249	+ 34,80	29500	1500	1000	32000	26,64	+ 60,60	28,95	1512	53,45
1931	3093	+ 2,14	256	3	253	+ 1,59	29500	1500	2000	33000	26,12	— 1,95	29,30	1536	52,65
1932	3076	— 0,55	256	3	253	0	36200	1400	1400	39000	32,28	+ 23,64	34,80	1536	64,60
1933	3124	+ 1,56	255	3	252	— 0,39	36200	3000	800	40000	31,78	— 1,55	35,12	1530	64,90
1934	3141	+ 0,54	265	3	262	+ 3,76	35200	3000	800	39000	30,70	— 3,40	34,02	1590	60,70
1935	3180	+ 1,24	291	3	288	+ 9,80	35397	1730	771	39898	30,48	— 0,72	34,41	1746	55,45
1936	3285	+ 3,31	320	3	317	+ 9,99	31266	3707	3110	38083	26,05	— 14,52	31,79	1920	44,60
1937	3417	+ 4,04	339	3	336	+ 5,95	32984	9275	4544	46803	26,45	+ 1,51	38,58	2034	44,45
1938	3441	+ 0,70	357	3	354	+ 5,32	38355	11788	9552	59695	30,58	+ 15,60	47,60	2142	49,10
1939	3446	+ 0,15	397	3	394	+ 11,20	41023	32273	19817	93113	32,70	+ 6,94	74,10	2392	47,15
1940	3530	+ 2,44	392	4	388	— 1,27	44848	75528	16763	137139	34,79	+ 6,40	106,50	2352	52,20
1941	3556	+ 0,74	408	4	404	+ 4,09	50547	76680	15514	142841	39,05	+ 12,25	110,10	2448	56,60
1942	3651	+ 2,67	426	5	421	+ 4,43	54058	86962	33241	174261	4065	+ 4,10	130,90	2556	58,20
1943	5003	+ 37,1	440	5	435	+ 3,28	60644	28916	58437	147997	33,28	— 15,70	81,01	2640	63,00
1944	4625	— 7,55	452	5	447	+ 2,73	57384	876	17864	76130	33,95	+ 2,01	45,10	2712	57,95
1945	3942	— 14,78	461	5	456	+ 1,99	68151	1988	19032	89171	47,48	+ 39,90	62,00	2766	67,58
1946	3717	— 5,74	483	5	478	+ 4,77	59512	0	58031	117543	43,99	— 7,38	86,70	2898	56,51
1947	3787	+ 1,89	506	5	501	+ 4,78	77017	0	135085	212102	55,80	+ 26,85	153,80	3036	69,70

Gilbert et Mondon per meno di 5000 abitanti consigliano di calcolare 45 litri al giorno per abitante.

Il MARCHETTI (2) ricorda che per l'acquedotto Pugliese si considerarono nel 1904, in sede di progetto, 40 ÷ 90 litri al giorno per abitante, mentre per l'ac-

quedotto Istriano furono considerati 70 litri al giorno.

Il NERI (3) consiglia invece di considerare 60 litri al giorno per abitante per paesi con 3000 anime, e 80 quando la popolazione varia da 3000 a 10000 persone.

Il MISTRANGELO (4) cita un consumo di 100 litri al giorno per abitante considerato nel progetto dell'acquedotto del Monferrato.

Francesco Rolfo

(2) MARCHETTI: *Lesioni di costruzioni idrauliche. - Acquedotti.*

(3) NERI: *Acqua Potabile: Ricerca, raccolta e distribuzione.*

(4) MISTRANGELO: *Provvista e distribuzione di Acqua Potabile.*

RECENSIONI E COMPENDI

Gregoretto A. - Due navi per lo "Svenska Lloyd", di Göteborg.

Figure dei motori, schemi dell'installazione a bordo, sezione (qui riprodotta), fotografie.

La G. M. ha fornito i motori principali e quelli per i servizi ausiliari riprendendo così la sua attività in campo internazionale che aveva subito una lunga interruzione a causa della guerra.

Si tratta di navi gemelle da carico di 3000 t di portata lorda con motori a due tempi semplice effetto con 8 cilindri 450×740 potenza 1900 HP a 185 giri/l'. Gli ausiliari sono costituiti da tre gruppi elettrogeni con motori a 4 tempi 4 cilindri potenza 100 HP a 720 giri.

La principale novità dei motori principali è di essere senza testa a croce tipo che finora la G. M. aveva costruito solo fino a 1000 HP per navi mercantili. Il pregio essenziale del motore a testa a croce è di consentire la separazione tra cilindro e carter mediante un diaframma che impedisce l'inquinamento dell'olio di

lubrificazione da parte dei residui della combustione che colano lungo il cilindro, e quindi un risparmio apprezzabile nella spesa di lubrificante, con lo svantaggio però di un maggior peso e di un maggior ingombro verticale e di un maggior costo.

L'A. illustra i perfezionamenti adottati per attenuare gli svantaggi della disposizione senza testa a croce; sono particolarmente descritti i dispositivi adottati per la circolazione dell'olio di raffreddamento e di lubrificazione (vedi figura).

Per quanto riguarda i motori ausiliari non ci sono novità sostanziali ma perfezionamenti costruttivi intesi a rendere più facili le ispezioni e riparazioni con i mezzi limitati di bordo; possibilità di sostituire i cuscinetti di banco e della testa di biella senza smontare rispettivamente l'albero o la biella, possibilità di regolare il rapporto di compressione inserendo spessori tra il porta cuscinetto e il fusto della biella.

C. M.

Giuffrida S. - Una nuova serie di grafici per il calcolo rapido delle eliche marine e degli elementi della propulsione.

L'A. presenta alcuni grafici originali in cui i risultati degli esperimenti su eliche marine eseguiti da Schaffran, Taylor, Troost sono raccolti in forma di nomogrammi che permettono la scelta dell'elica o la verifica senza dover effettuare alcun calcolo.

L'A. non descrive il metodo di costruzione dei grafici che deve essere alquanto laborioso. La determinazione delle quantità incognite in relazione alle quantità note è facile.

Osservo che l'utilità di questi come di qualsiasi nomogramma è condizionata all'abitudine di usarlo da parte di chi lo applica; l'uso di un grafico complesso può condurre ad errori accidentali più facilmente di un calcolo in cui si è obbligati a seguire una linea logica e non consente di valutare bene la approssimazione dei risultati; agevola però il rapido orientamento del progettista verso la soluzione più conveniente.

Simonetti G. e Cotti E. - Alberi motori semicomposti in acciaio fuso.

Numerose fotografie di alberi e di particolari; tabelle riassuntive dei risultati di prove meccaniche di resistenza su provette ricavate da alberi in acciaio fuso e fucinato.

Ragioni economiche hanno indotto già dal 1938 la G. M. a studiare la produzione di alberi a gomito mediante fusione. Poiché il registro di classifica non ammetteva allora l'applicazione di alberi non fucinati vennero allora fabbricati come alberi di riserva e applicati a titolo sperimentale su un monocilindro a doppio effetto; essendo ora ammessa l'applicazione dell'acciaio fuso anche in seguito a conclusioni favorevoli alla loro applicazione anche da parte di grandi fabbriche estere il metodo di fabbricazione in acciaio fuso è diventato la norma per la G. M. per i bracci di manovella degli alberi semicomposti.

La G. M. ha messo a punto un sistema di montaggio che permette di finire completamente di lavorazione i bracci di manovella e di limitare la lavorazione di finitura ad albero composto ai soli perni di banco. Considerate le ragioni economiche che consigliano l'adozione di alberi semicomposti in acciaio fuso vengono esaminate le caratteristiche favorevoli di struttura.

Nell'applicazione è poi risultato che le caratteristiche meccaniche degli elementi fusi sono sostanzialmente equivalenti a quelle degli alberi in acciaio fucinato.

Si può aggiungere che altre importanti ditte costruttrici sono giunte ad analoghe conclusioni, specialmente considerando la maggior libertà di forma consentita dalla fusione che viene utilizzata ai fini di migliorare la resistenza a fatica riducendo le concentrazioni di sollecitazioni.

Gli AA. considerano particolarmente utile il maggior carico di snervamento dell'acciaio fuso per consentire una interferenza maggiore nel montaggio a caldo e quindi un bloccaggio più sicuro; sono citati confronti tra valori misurati e valori calcolati della sollecitazione di montaggio.

Cialliè A. - Trapano radiale T.R. 1500.

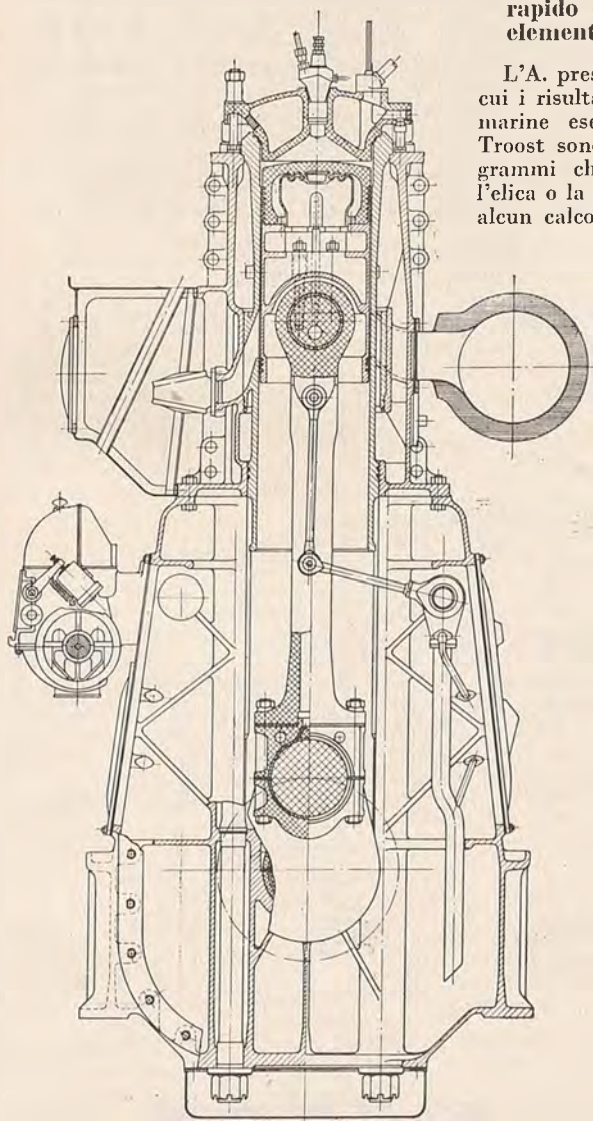
Il Bollettino riporta due ottime fotografie della bella macchina: complessivo, e particolare della testa porta-mandrino colla specificazione dei vari comandi.

Il trapano è del tipo europeo, con motore principale flangiato sulla testa porta-mandrino, e motori di spostamento del braccio (bandiera) e di bloccaggio, in testa al mantello.

Il trapano ha le caratteristiche fondamentali dei trapani radiali moderni: grande rigidità del complesso; serie numerosa delle velocità del mandrino nei due sensi (18 velocità da 30 a 1500 giri al l'); serie numerosa degli avanzamenti ad ogni giro (9 av. da 0,15-1,2 mm); tabelle indicatrici delle velocità; calibro di profondità e corrispondente arresto automatico a fine corsa; comandi ridotti al minimo e raggruppati nella testa porta-mandrino entro un cerchio di circa 25 cm. di raggio, concentrico al volantino per lo spostamento a mano del carrello.

Il raggruppamento dei comandi rende possibile qualsiasi manovra senza spostamento dell'operatore.

Inoltre, i comandi elettroidraulici dei movimenti e dei bloccaggi del mantello, del braccio e del carrello, sono predisposti in modo che le manovre si effettuano



con sequenze prestabilite, automatiche, senza possibilità di errori da parte dell'operaio.

Un'unica levetta, che assume le posizioni di « salita », « discesa », « fermo » comanda lo spostamento verticale ed il bloccaggio del braccio; due pulsanti « bloccaggio », « sbloccaggio » comandano dapprima il bloccaggio del mantello sulla colonna, e successivamente il bloccaggio del carrello sul braccio.

Successione di bloccaggi, che evita qualsiasi oscillazione del braccio, dopo la registrazione della posizione dell'utensile, e che permette, agendo con leggeri colpi sul pulsante, di bloccare il mantello, pur lasciando libero il carrello di scorrere sul braccio.

Dimensioni principali:

Raggio max. di perforazione mm. 1750

Raggio min. di perforazione » 580

Diametro max. di foratura

nella ghisa, in condizioni normali di taglio » 70

MIRO GAMBA

Fè D'Ostiani A. - Una interessante applicazione del motore Diesel nel dragaggio.

Fotografie della draga, d'insieme del motore, del giunto elettrico sulla trasmissione dal motore alla catena della draga; schema in pianta della sala macchine; curve caratteristiche del giunto elettrico.

Il particolare interessante è costituito dal giunto elettrico che consente lo scorrimento tra il motore e gli ingranaggi di comando della catenaria, indispensabile in una macchina in cui la resistenza al movimento può variare frequentemente, in maniera ampia ed improvvisa (urto della tazza contro una roccia). Il giunto è costituito da una ruota, dotata di poli alimentati con corrente continua regolabile, che riceve il moto dal Diesel e trascina un rotore a doppia gabbia di scoiattolo in corto circuito che comanda la trasmissione alla catenaria della draga. Eseguito l'avviamento, la corrente di eccitazione viene regolata in modo che, superata di poco la coppia normale, abbia luogo lo scorrimento completo.

La refrigerazione del giunto a circolazione d'aria è tale da consentire, senza avarie, il funzionamento a scorrimento completo per il tempo occorrente per l'intervento del personale di macchina.

Curve caratteristiche di funzionamento del giunto elettromagnetico.

Coppia trasmessa in funzione dello scorrimento ricavata in base alle prove al banco con parte motrice a velocità costante di 425 giri l'.

Potenza da trasmettere 300 HP

Velocità di rotazione 425 g l'

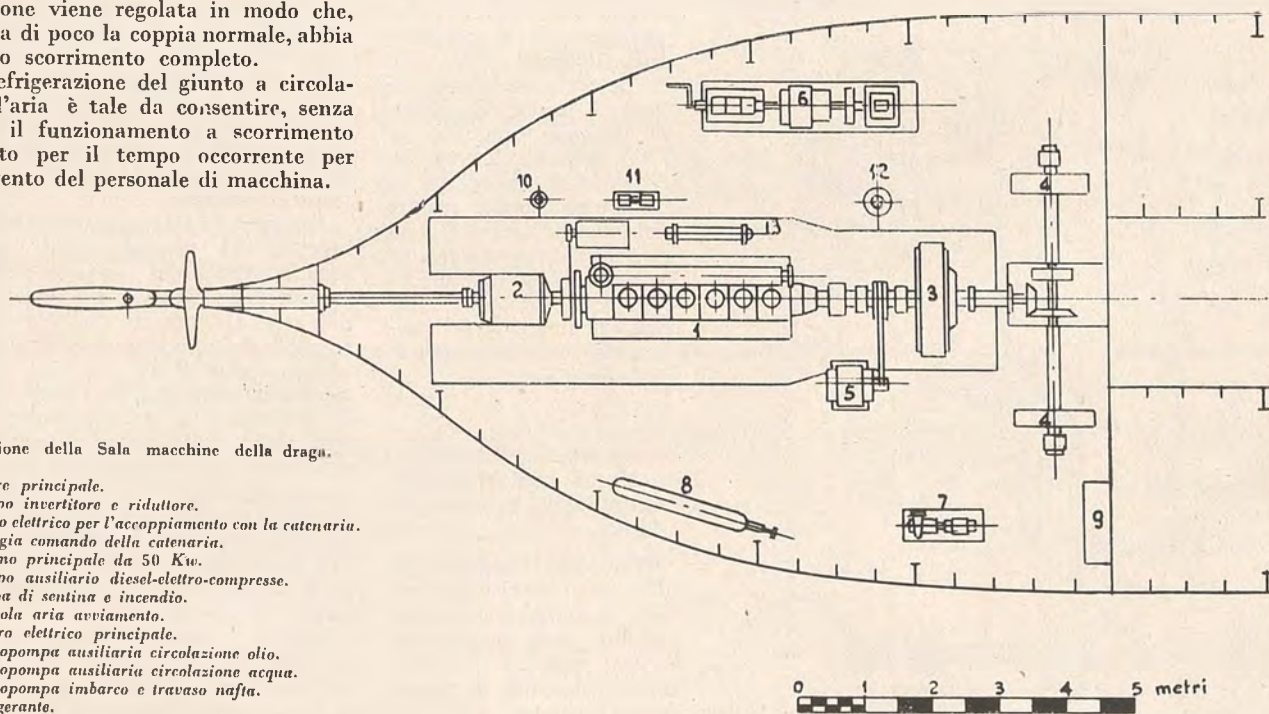
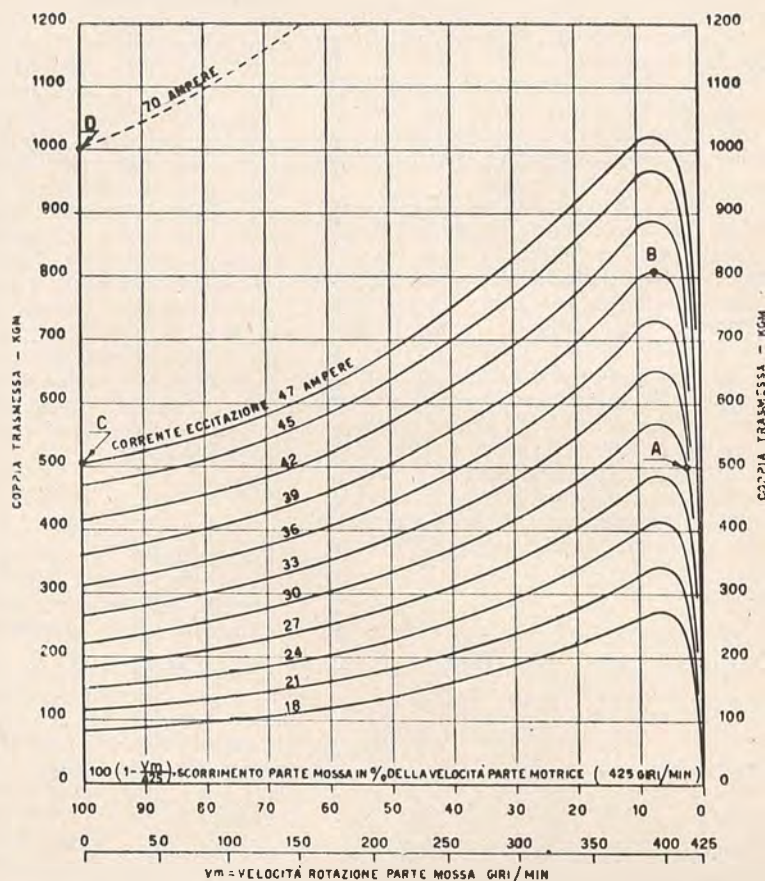
Coppia normale Cn $\frac{1}{3}$ 500 Kgm

Coppia max regolabile sino . . . 1,6-Cn $\frac{1}{3}$ 800 Kgm

Coppia normale allo spunto . . . 1-Cn $\frac{1}{3}$ 500 Kgm

Coppia max allo spunto eccezionalmente regolabile sino . . 2-Cn $\frac{1}{3}$ 1000 Kgm

Coppia max allo spunto eccezionalmente regolabile sino . . . 2-Cn $\frac{1}{3}$ 1000 Kgm



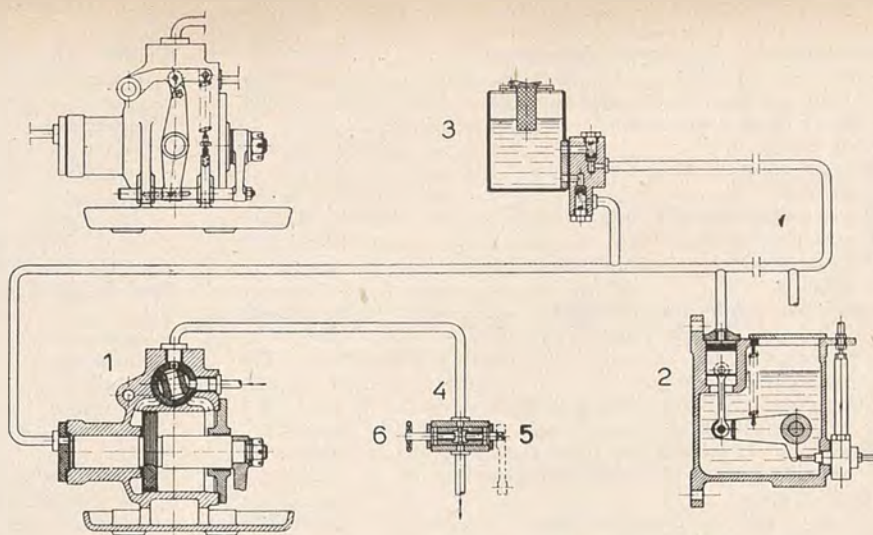
Sistemazione della Sala macchine della draga.

- 1 Motore principale.
- 2 Gruppo invertitore e riduttore.
- 3 Giunto elettrico per l'accoppiamento con la catenaria.
- 4 Puleggia comando della catenaria.
- 5 Dinamo principale da 50 Kw.
- 6 Gruppo ausiliario diesel-elettro-compresse.
- 7 Pompa di sentina e incendio.
- 8 Bombola aria avviamento.
- 9 Quadro elettrico principale.
- 10 Elettropompa ausiliaria circolazione olio.
- 11 Elettropompa ausiliaria circolazione acqua.
- 12 Elettropompa imbarco e travaso nafta.
- 13 Refrigerante.

Gregorett A. - Un dispositivo idraulico per il comando delle pompe di lubrificazione interna dei cilindri. Una fotografia e uno schema (qui riprodotto).

L'A. illustra il sistema adottato dalla G. M. per il comando idraulico delle pompe di lubrificazione che sostituiscono il comando meccanico con il vantaggio di consentire una grande libertà nel fissare la posizione relativa tra il punto in cui agiscono le pompe e il punto in cui viene derivata l'energia necessaria a comandarle.

Il dispositivo è formato dal *meccanismo trasmettitore* (1) costituito da un cilindro a due diametri; la parte di maggior diametro riceve, attraverso una valvola distributrice da lui stesso comandata, olio in pressione, e comanda per mezzo della parte di diametro minore la mandata di olio in pressione al *meccanismo ricevitore* (2) in cui uno stantuffo agisce, attraverso una leva, sugli stantuffetti delle pompe di mandata del lubrificante. La *cassa di compensazione* (3) per mezzo del gioco di due valvole, serve a compensare le fughe di olio nel circuito di trasmissione e a ricevere le portate eccedenti. Il *dispositivo di regolazione* (4)



inserito sullo scarico della valvola di distribuzione di (1), permette di variare il numero di mandate nell'unità di tempo regolando la luce di efflusso dell'olio di scarico; la regolazione è doppia: automatica mediante la valvola (5) comandata in relazione alla mandata del combustibile, manuale mediante la (6). È interessante l'accorgimento che per-

mette di controllare il funzionamento delle pompe. Le gocce di lubrificazione guidate da un filo passano lungo l'asse del tubetto in vetro che si vede a destra del meccanismo ricevitore (2); il tubetto è pieno di acqua e il lubrificante si vede passare, goccia a goccia, esaminando attraverso il vetro che rimane perfettamente trasparente.

BOLLETTINO DEI PREZZI

Non essendo possibile, data la instabilità dei prezzi attuali emettere un listino prezzi delle opere compiute, aggiornato ogni due mesi, viene emesso il solo elenco dei prezzi elementari (mano d'opera, materiali, noleggi). Per la valutazione dei costi delle opere compiute sono state pubblicate durante il 1947 ed il 1948 e continueranno a venire emesse delle schede di analisi con i prezzi unitari in bianco che il lettore potrà completare quando ne avrà necessità con i prezzi aggiornati in base al listino dei prezzi elementari. I prezzi riportati sono stati ricavati dalle informazioni avute dalle principali ditte di approvvigionamento del Piemonte.

ELENCO DEI PREZZI ELEMENTARI NELLA CITTÀ DI TORINO NELL'AGOSTO 1949

A — Mano d'opera (operai edili)

I prezzi sono comprensivi di tutte le variazioni sopravvenute fino al 1° Febbraio 1949. Nelle quotazioni riportate sono incluse spese generali ed utili dell'impresa.

Operaio specializzato	L/h.	310	—
Operaio qualificato	»	290	—
Manovale specializzato	»	280	—
Manovale comune	»	260	—
Garzoni dai 18 ai 20 anni	»	245	—
Garzoni dai 16 ai 18 anni	»	190	—

B — Materiali

I prezzi si intendono per materiali dati a piè d'opera in cantieri posti entro la cinta daziaria esclusa la zona collinare e sono comprensivi di tutti gli oneri di fornitura gravanti direttamente sul costruttore comprese spese generali e utili dell'impresa.

I prezzi riportati nella prima colonna si riferiscono a forniture all'ingrosso effettuate direttamente presso l'ente produttore o presso l'ente autorizzato ufficialmente alla distribuzione nel caso di materiali soggetti a blocco.

I prezzi riportati nella seconda colonna si riferiscono ad acquisti al minuto presso rivenditori.

Terre - Sabbie - Ghiaie

Ghiaia naturale del Po e della Stura (sabbione)	L/mc.	700	—
Sabbia vagliata di fiume	»	770	—
Ghiaietto per c. a. vagliato di fiume	»	770	—
Sabbione di cava non lavato	»	350	—

Pietre e marmi

Pietra Borgone o Perosa lavorata alla martellina fine, senza sagome o con sagome semplici di spessore non inferiore ai 10 cm.	»	68.000	—
---	---	--------	---

Pietra come sopra ma di Malanaggio	L/mc.	75.000	—
Marmo bianco leggermente venato in lastre per pedate di scale, semplicemente levigate su una faccia, su una costa e su una testa a squadra, con spigolo superiore leggermente arrotondato:			
spessore cm. 4	L/mq.	4.500	—
spessore cm. 3	»	3.900	—
Marmo come sopra per alzate, rifilate sulle coste, levigate su una faccia:			
spessore cm. 2	L/mq.	3.200	—
Marmo in lastre di dimensioni normali, semplicemente rifilate sulle coste, lucidate su di una faccia; spessore cm. 2; per pavimenti:			
Marmo bardiglio corrente	L/mq	3.200	—
Davanzali in botticino lucidati su una faccia e per frontalino:			
di 3 cm. di spessore	»	4.100	—
Ardesie per copertura 40 x 40 scan-tonate e forate (per sviluppo di lastra)	»	250	—

Leganti ed agglomerati

(sacchi compresi - esclusa calce bianca)

Calce bianca in zolle (Piasco)	L/ql.	830	840
Calce idraulica macinata tipo 100	»	600	650
Cemento tipo 500	»	850	950
Cemento tipo 680	»	980	1100
Cemento fuso	»	—	3.500
Gesso	»	420	450
Scagliola	»	650	—

Laterizi ed affini

Mattoni pieni 6 x 12 x 24 a mano al mille	L.	6.800	7.100
---	----	-------	-------

Mattoni pieni di ricupero (compreso le teste) al mille	L.	—	3.700
Mattoni semipieni 6×12×24 al mille	»	6.700	7.000
Mattoni forati a due fori 6×12×24 al mille	»	6.000	6.400
Mattoni forati a 4 fori 8×12×24 al mille	»	6.500	6.900
Tegole curve comuni (coppi) al mille	»	12.300	13.000
Tegole piane 0,42×0,25	»	18.000	19.000
Copponi (colmi per tegole curve) caduno	»	—	—
Colmi per tegole piane, caduno	»	36	40
Tavelle tipo Perret da 2,5 cm. di spessore, al mq.	»	180	190
spessore 3,5 cm.	»	190	200
Blocchi per c. a. con alette o fondelli per ogni cm. di spessore, al mq.	»	21	22
Blocchi forati laterizi per formazione di travi armate da confezionarsi a piè d'opera:			
da 8 cm. di spessore al mq.	»	210	215
per spessori da cm. 12 compreso in più per ogni cm. di spessore al mq.	»	26	26,20

Legnami

Tavolame d'abete e larice rifilato a lati paralleli di spess. da 2 a 4 cm. lunghezza commerciale (4 ml.):			
prima scelta da lavoro	L/mc.	—	40.000
seconda scelta da lavoro	»	—	30.000
terza qualità per casseri	»	18.500	19.500
cortame	»	15.500	16.000
Tavolame di pioppo rifilato, spessore 4 cm. lungh. commerciale (3 ml.).			
1ª qualità	»	—	—
Travi asciate grossolanamente uso Piemonte; abete o larice:			
lunghezze da 4 ad 8 ml.	»	14.000	15.000
» superiori agli 8 ml.	»	15.000	16.000
Travi asciate uso Trieste di abete o larice			
lunghezze da 4 ad 8 ml.	»	—	14.000
» superiori agli 8 ml.	»	—	15.000
Travi squadrati alla sega; spigoli commerciali; lungh. e sez. obbl.			
Abete: fino a ml. 6	»	—	18.500
oltre a ml. 6	»	—	20.500
Larice: fino a ml. 6	»	—	19.500
oltre a ml. 6	»	—	21.500
Murali in abete o larice di sezione da 5×7 a 10×10, lungh. comm.	»	18.500	—
Tondi in abete o larice fino a ml. 6	»	10.000	—
Legnami compensati, levigati su di una faccia. Pioppo tre strati			
spessore mm. 3	L/mq.	355	365
» » 4	»	440	450
» » 5	»	550	600
» » 6	»	—	—
Pioppo cinque strati:			
spessore m. 5	»	—	—
» » 6	»	670	720
» » 8	»	870	950
» » 10	»	1.100	1.200
Perlinaggio in larice da 25 cm.	»	—	—

Metalli e leghe

Ferro tondo omogeneo per c. a. da mm. 15 a 30	L/kg.	80	90
da 8 a 14 mm.	»	—	—
da 5 7 mm.	»	—	—
Ferro tondo semiduro per c. a. da mm. 15 a 30	»	85	95
Travi I. N. P. mm. 200-300 (base)	»	91	90
Ferri a L - T - Z spigoli vivi o arrotondati	»	95	100
Ferro piatto di dimensioni 8-130 spessore 30-40 (base)	»	92	100

Lamiere nere di spessore inferiore ai 4 mm. (base)	L./kg.	130	150
Lamiere zincate da 4 a 5/10 mm.	»	—	—
compreso	»	—	—
da 6 a 10/10 mm. compreso	»	270	300
da 10 a 15/10 mm. compreso	»	—	—

Vetri

(in lastre di grandezza commerciale)

Vetri lucidi semplici spessore 1,6 - 1,9	L/mq.	630	350
Vetri lucidi semidoppi » 2,7 - 3,2	»	1.050	1.200
Vetri lucidi doppi (mezzo cristallo)	»	650	900
spessore 4,0 - 4,5	»	2.200	2.600
Vetri stampati	»	1.080	1.100
Vetri rigati pesanti da lucernario	»	925	—
Vetri retinati	»	1.630	1.800

Gres

Tubi in gres a bicchiere:			
Ø interno 8 cm.	L/ml.	690	710
» » 10 »	»	900	920
» » 12 »	»	1.120	12.00
» » 15 »	»	1.320	1.400
Curve Ø 8	L/cad.	530	600
» 10	»	830	900
» 12	»	950	1.000
» 15	»	1.100	1.150
Sifoni con o senza ispezioni:			
Ø 8	»	1.800	2.000
» 10	»	2.300	2.500
» 12	»	3.000	3.200
» 15	»	3.900	4.100
Piastrelle in gres rosso 7,5x15 spessore 1 cm.	L/mq.	650	700

Manufatti in cemento

Tubi in cemento per cm. di diametro	L/m.	20	22
Piastrelle in cemento unicolori 20×20 spessore cm. 2	L/mq.	400	420
Piastrelle in graniglia normale con scaglie di marmo fino a cm. 1,5; 20×20 spessore cm. 2	»	500	520
Piastrelle a scaglia grossa fino a 3 cm.	»	800	900
Pietrini di cemento	»	700	750

Materiali speciali

agglomerati in cemento e amianto

Lastre ondulate da 6-6,5 cm. di spessore, 0,97×1,22	L/cad.	600	—
Colmi per dette (ml. 0,35×0,97)	»	270	—
Lastre alla romana 5-6 cm. 0,57×1,22	»	300	—
Tirafondi da 11 cm.	»	28	—
Tirafondi da 9 cm.	»	25	—
Lastre piane spess. 6 mm., da 1,20×1,20×6	»	548	—

TUBI per fognatura				PEZZI SPECIALI				
Øm/m	ml. 1	ml. 2	ml. 3	Curve aperte o chiuse	Braghe semplici	Giunti a squadra	Paralleli	Sifoni Torino
80	285	540	770	180	340	320	245	775
100	370	700	1000	230	445	380	305	990
125	445	855	1215	265	485	450	360	1115
150	535	1020	1460	340	595	575	450	1260
200	810	1545	2210	520	900	830	590	1620
250	1060	2020	2280	665*	1260	1350	1010	2880
300	1435	2745	3915	845*	1765	1530	1260	3420

* tali prezzi sono per curve aperte; per curve chiuse sono rispettiv. 720 e 900

CANNE FUMARIE				PEZZI SPECIALI			
Øm/m	ml. 1	ml. 2	ml. 3	Curve aperte o chiuse	Braghe semplici	Paralleli	Raccord retti e obliqui
60	200	370	530	140	235	180	215
100	295	565	805	190	335	245	325
150	390	745	1060	250	460	340	450
200	515	985	1405	380	665	450	610

CANNE FUMARIE				PEZZI SPECIALI			
Sezioni cm.	ml. 1	ml. 2	ml. 3	Mānicotti	Curve aperte o chiuse	Paralleli	Raccordi retti e obliqui
10×10	290	580	870	95	240	325	415
20×20	580	1160	1740	145	415*	700	775
30×30	1165	2330	3495	215	610	1060	1200

* tali prezzi sono per curve aperte; per curve chiuse sono rispettiv. 430 e 790

Nota bene: Sui prezzi della tabella viene attualmente applicato uno sconto medio del 30 %.

Agglomerati speciali

SACELIT

Tipo non intonato:

spessore 10 m/m	—	L/mq. 326
» 15 »	—	» 408
» 20 »	—	» 455
» 25 »	—	» 510
» 35 »	—	» 619
» 50 »	—	» 798

Tipo intonato:

spessore 15 m/m	—	L/mq. 590
» 20 »	—	» 635
» 25 »	—	» 690

Per acquisti all'ingrosso riduzione fino al 30 %.

Piastrelle ceramiche

Piastrelle ceramiche bianche 15 × 15			
liscie (porcellana)	L/mq. 1.700	1.800	
Piastrelle in terra smaltata tipo Sassuolo: 15 × 15	» 1.400	1.450	

Serramenti in legno

Telaio per finestre e porte balcone a due o più battenti fissi e apribili, di qualunque dimensione dello spessore di 50 mm. chiudentesi in battuta o a gola di lupo, con modanature, incastr per vetri, rigetto acqua incastrato e munito di gocciolatoio, con telarone di 6-8 cm. e provvisti di robusta ferramenta con cremone in alluminio anche cromato e bacchetta incastrata, compreso l'onere della assistenza alla posa del falegname, misura sul perimetro del telaio, esclusa la verniciatura: in larice o castagno di 1 ^a qualità	L/mq. 3.300	3.700	
Telaio c. s. in legno rovere nazion.	» 4.150	4.550	

Porte tipo pianerottolo per ingresso alloggi in mazzetta e con chianbrana in legno rovere nazionale a uno o a due battenti con pannelli massicci, lavorate secondo disegno della Direzione Lavori, con montanti e traverse dello spessore di 50 mm. e robusto zoccolo, complete di ferramenta, cerniere di bronzo, serratura a blocchetto cilindrico tipo Yale con tre chiavi, maniglie e pomi in bronzo e saliscendi incastrati, lavorazione finita per verniciatura a stoppino sulla faccia esterna (vern. esclusa) compreso l'onere d'assistenza alla posa del falegname; misure sui fili esterni del telarone della chianbrana	» 5.800	6.500	
Id. id., ma con pannelli doppi in compensato di 7 mm. di spessore con ossatura cellulare	» 6.300	7.000	

Porte a bussola su telaio con cornice coprigiunto in rovere nazionale ad un solo battente con pannelli a vetro o in compensato a uno o più scomparti, e zoccolo con pannelli doppi in compensato di 7 mm. di spessore con ossatura cellulare, con cornice e regolini per fissaggio vetri, lavorate secondo disegno della Di-

rezione Lavori a doppia facciata con montanti e traverse dello spessore di 50 mm. complete di ferramenta, cerniere in bronzo, serratura a blocchetto cilindrico con tre chiavi, maniglie e pomi in bronzo, lavorazione finita per verniciatura a stoppino nelle due facciate (verniciatura esclusa) compreso l'onere dell'assistenza alla posa del falegname, esclusa la fornitura dei vetri, misure sui fili esterni delle cornici ed escluso eventuale imboassaggio da compensare a parte a seconda del tipo .

Sovraprezzo in aumento (o in diminuzione ai serramenti dei numeri precedenti per ogni 5 mm. di aumento (o di diminuzione) dello spessore	L/mq. 5.700	6.300	
Diminuzione di prezzo ai serramenti dei numeri precedenti se al posto di rovere nazionale verrà impiegato larice nostrano o castagno	» 6 %		
Aumento di prezzo ai serramenti dei numeri precedenti se al posto di rovere nazionale verrà impiegato:			
a) - larice America	» 40 %	—	
b) - rovere di Slavonia	» 40 %	—	
c) - noce	» 70 %	—	

Porte interne in legno a due battenti dello spessore di 40 mm. a pannelli in legno con modanature, con chianbrane, controchianbrane e imboassaggio, robusta ferramenta, saliscendi incastrati, serrature con chiavi, maniglie in alluminio a piè d'opera, ma con l'onere dell'assistenza alla posa, esclusa verniciatura (misurato sui fili esterni chianbrana, aggiungendo sviluppo di controchianbrana e imboassaggio):			
in abete	» 2.850	3.400	
in pioppo	» 2.850	—	

Porte interne come descritte sopra ma a pannelli di vetro con regolini vetri esclusi (misura c. s.) abete	» 2.900	3.100	
Porte interne s. c. pioppo	» 2.900	—	

Gelose scorrevoli in larice nostrano spessore 5 cm. complete di robusta ferramenta compreso l'onere dell'assistenza alla posa in opera esclusa verniciatura, misurate sullo sviluppo del telaio della finestra	» 4.700	4.900	
--	---------	-------	--

Gelose in rovere nazionale per finestre e porte balconi su pollici a muro, dello spessore di 50 mm. con palette spessore 11 mm. quasi con palette a esse 11 mm. quasi tutte fisse, salvo poche movibili con opportuna ferramenta, chiudentesi a gola di lupo con spagnoletta in ferro per chiusura, compreso l'onere dell'assistenza alla posa del falegname, esclusa la verniciatura	» 4.650	4.850	
---	---------	-------	--

Id. id. come al precedente ma anziché su pollici a muro, in mazzetta con cornici di coprigiunto	» 4.900	5.000	
---	---------	-------	--

Gelose scorrevoli in rovere nazionale per finestre e porte balcone dello spessore di 50 mm. con palette spessore 15 mm. chiudentesi a gola di lupo con robusta ferramenta e rotelle di scorrimento su cuscinetti a sfere compreso l'onere dell'assistenza alla posa del falegname, esclusa la verniciatura	» 5.300	5.700	
--	---------	-------	--

Persiane avvolgibili in essenza idonea con stecche sagomate di spessore

non inferiore a 13 mm. collegate con treccia metallica, compresi guide in ferro ad U tinteggiate con una mano antiruggine, rulli, carrucole, cinghia, arresta cinghia, e ogni altro accessorio a piè d'opera con l'onere dell'assistenza alla posa, esclusa verniciatura (misurato sullo sviluppo del telo)			
in legno di pino del Nord . . .	L/mq.	—	3.200
in legno di abete scelto . . .	»	—	2.500
Persiane come sopra ma fornitura del solo telo completo di ganci			
in legno di pino del Nord . . .	»	—	2.600
in legno di abete scelto . . .	»	—	1.900
Apparecchi a sporgere per dette . . .	»	—	850

Apparecchi igienici sanitari e accessori

Lavabi in ceramica 50 x 40 . . .	L/cad.	—	4.600
» » » 58 x 43 . . .	»	—	5.000
» » » 64 x 46 . . .	»	—	5.350
» » » 58 x 43 . . .	»	—	5.900
Lavabi a colonna in porcellana 64 x 40 . . .	»	—	24.000
Rubinetti a collo di cigno per lavabi (cromati) da 8/8" . . .	»	—	800
Rubinetti id. c. s. da 1/2" . . .	»	—	900
Pilette di scarico per lavabi con catena e tappo, da 3/4" . . .	»	—	400
Pilette id. c. s. da 1" . . .	»	—	470
Mensole per lavabi da 35 cm. smaltate	»	—	500
Mensole id. c. s. da 40 cm. . .	»	—	—
Lavabi a canale in graniglia, con schienale in graniglia, sostegni in cemento; lungh. ml. 1; largh. ml. 0,50; profondità 25 cm. a due posti	»	—	3.000
Lavabi id. c. s. lungh. 1,50 a tre posti .	»	—	11.000
Lavabi id. c. s., lungh. ml. 2,50 a cinque posti . . .	»	—	19.000
Vasi all'inglese in ceramica . . .	»	—	7.500
Vasi all'inglese in porcellana . . .	»	—	8.500
Vasi all'inglese in porcell. di lusso .	»	—	10.000
Vasi ad aspirazione con cassetta a zaino . . .	»	—	—
Sedili per vasi all'inglese con coperchio, legno di faggio . . .	»	—	1.500
Sedili id. c. s. senza coperchio . . .	»	—	1.000
Vasi alla turca in porcellana 55 x 65	»	—	7.500
Vasi alla turca in graniglia 60 x 75	»	—	2.500
Cassette di cacciata da l. 10 in ghisa complete di rubinetto a galleggiante e catena . . .	»	—	3.800
Tubi di cacciata in acciaio zincato .	»	—	—
Orinatori a parete in porcellana 36 x 28 x 47 . . .	»	—	18.000
Orinatori con pedana 150 x 60 in graniglia . . .	»	—	—
Spandiacqua in ottone per detti . . .	»	—	700
Griglie in ottone per detti . . .	»	—	1.500
Bidet normali in porcellana . . .	»	—	—
Bidet di lusso in porcellana . . .	»	—	—
Vasche da bagno in ghisa smaltata internamente, da rivestire, 170 x 70	»	—	—
Vasche id. c. s. a due bordi tondi . .	»	—	—
Gruppi bagno con doccia a telefono .	»	—	—
Gruppi bagno senza doccia a telefono	»	—	—
Pilette sfioratore per scarico vasca .	»	—	—
Lavelli in gres porcellanato ad una vasca, 60 x 40 x 20 . . .	»	—	10.000
Lavelli id. c. s. a 2 vasche 90 x 45 x 21	»	—	19.000
Lavelli id. c. s. a 2 vasche 110 x 45 x 21	»	—	21.000
Lavelli in graniglia con colapiatti 120 x 45 . . .	»	—	—
Id. c. s. 100 x 45 . . .	»	—	—
Id. c. s. 80 x 45 . . .	»	—	—

Prezzi del noleggio

Noleggio di un carro a un cavallo con conducente, all'ora . . .	L./ora	—	380
c. s. con due cavalli e conducente .	»	—	620
Autocarro fino a 30 q.li con conducente, alla giornata . . .	L.	—	9.000
Maggiorazione per rimorchio, alla giornata . . .	»	—	5.000
Autocarro fino a 60 q.li, alla giornata	»	—	15.000
Maggiorazione per rimorchio, alla giornata . . .	»	—	6.000

Lavori in ferro

Serramenti per lucernari di copertura a a shed, capriate ecc. per vetrate in serie con scomparti di vetri da cm. 50-70 circa, formati con profilati comuni a spigoli vivi e intelaiature con ferri di grossa orditura, gocciolatoi in lamierini piegati da forte spessore, cerniere di sospensione in ghisa con attacchi e squadre per i comandi meccanici, squadrette fermavetri ed accessori vari, peso complessivo medio di circa Kg. 23; lavorazione, assistenza alla posa e coloritura con una mano di antiruggine (esclusa fornitura ferro)	L./Kg.	48	—
Serramenti apribili a battenti o a bilico formati da profilati comuni di piccole e medie dimensioni, scomparti vetri circa cm. 50 x 50 o analoghi, con il 40 % di superfici apribili di qualsiasi peso, misura e dimensione, comprese cerniere ed accessori, ma escluse apparecchiature d'apertura; lavorazione, assistenza, posa e una ripresa di antiruggine . . .	»	60	—
Porte a battenti, pieghevoli a libro, scorrevoli formate da profilati comuni di piccola e media dimensione con scomparti a vetri di circa cm. 50 x 50 o analoghi e zoccolo in lamiera rinforzata di qualsiasi peso, misura e dimensione, escluse serrature e parti meccaniche di comando, ma comprese cerniere ed access.; lavorazione ecc. C. S.	»	65	—
Cancelli comuni costituiti da elementi di ferro tondo, quadro, esagono; con zoccolo in lamiera rinforzata, di qualsiasi peso, misura e dimensione, escluse serrature ma comprese cerniere ed accessori; lavorazione ecc. C. S.	»	45	—
Strutture metalliche per piani di scorrimento gru, grandi orditure, intelaiature varie, tralicci o pilastri, il tutto di tipo a orditura semplice, resi montati in opera; lavorazione			
a) lavorazione saldata . . .	»	40	—
b) lavorazione chiodata . . .	»	45	—
Ringhiere in tubo in ferro tipo semplice senza curve ed a lavorazione saldata, peso circa Kg. 10/mc. rese in opera, esclusa fornitura del materiale . . .	»	63	—
Idem come sopra, ma con profilati normali e ad elementi formanti disegni semplici, peso circa Kg. 20/ml.; lavorazione . . .	»	55	—
Supplemento alle 2 voci precedenti per ringhiere in monta per scale	»	20%	—

Direttore responsabile: **AUGUSTO CAVALLARI - MURAT**

Autorizzazione con Decreto Prefettizio N. 1125 S.T. del 4 Febbraio 1947

Casa Editrice: **DITTA FRATELLI POZZO** della Fratelli Pozzo, Salvati, Gros Monti & C. - Poligrafiche Riunite S. p. A. - Torino
Amministratore Delegato: Col. Domenico Canonica