

1950

3

# ATTI E RASSEGNA TECNICA

DELLA SOCIETÀ DEGLI INGEGNERI E DEGLI ARCHITETTI IN TORINO

RIVISTA FONDATA A TORINO NEL 1867



**FIAT**  
TORINO

NUOVA SERIE - ANNO IV- N. 10-11 OTTOBRE-NOVEM. 1950

## SOMMARIO

### RASSEGNA TECNICA

C. CODEGONE - <i>Fondamenti della trasmissione del calore</i> . . . . .	pag. 129
O. BENEDETTINI - <i>Tecnica vetraria moderna</i> . . . . .	» 137
G. PIPERNO - <i>Ricuperi termici nei forni per laterizi</i> . . . . .	» 142
A. VACCANEO - <i>L'impiego del metano nei forni ad alta temperatura, con particolare riferimento ai forni rotanti da cemento</i> . . . . .	» 143
S. MAJORCA - <i>Cenni su impianti per prova di turbo-reactori</i> . . . . .	» 146
F. GIUPPONI - <i>L'impianto del metano biologico di Torino</i> . . . . .	» 151
 NOTIZIARIO . . . . .	 » 153
<i>Norme sulle turbine a gas e sui reattori</i> . . . . .	» 153
<i>Norme ATI sulle turbine a vapore</i> . . . . .	» 155
 RECENSIONI . . . . .	 » 158
<i>Le macchine termiche</i> . . . . .	» 158
<i>F. W. Taylor - La vita, le opere, gli epigoni</i> . . . . .	» 159
<i>Problemi di illuminazione</i> . . . . .	» 159
 BOLLETTINO PREZZI . . . . .	 » 159

**Società  
per Azioni  
Unione  
Cementi  
MARCHINO  
& C.**



**Casale Monferrato**

COMITATO DI REDAZIONE - *Direttore:* Cavallari-Murat Augusto - *Membri:* Barbero Francesco; Bono Gaudenzio; Codegone Cesare; Cravero Roberto; Dardanelli Giorgio; Pozzo Ugo; Selmo Luigi; Zignoli Vittorio - *Segretario di Redazione:* Rava Sergio.

Pubblicazione mensile inviata gratuitamente ai Soci della Società degli Ingegneri e degli Architetti in Torino. - Per i non Soci: un numero separato L. 400 - Abbonamento annuo L. 3.000.

SPEDIZIONE IN ABBONAMENTO POSTALE — GRUPPO IV

Organizzazione pubblicitaria ed amministrazione: Via Vanchiglia, 24 - Torino (216)  
Redazione e abbonamenti: PALAZZO CARIGNANO - TORINO

# SCHEDARIO TECNICO

IMPRESSE COSTRUZIONI

## Impresa **LOVATI**

s. r. l.

**Costruzioni Civili e Industriali**

MILANO - Piazzale Archinto 9  
Telef. 696.864

NOVARA - Via Martino della Torre, 4  
Telef. 33.17

IMPRESSE COSTRUZIONI

IMPRESA COSTRUZIONI EDILI

## PLATINI GIUSEPPE

CORSO VERCELLI - BORGOSIESA

*Costruzioni civili - Industriali*

*Cementi armati - Acquedotti*

*Fognature - Strade*

## ETTORE MARCOLI

LAVORI

E PAVIMENTAZIONI STRADALI

NOVARA

VIA VERBANO, 11 B - TELEFONO N. 25-29

SOC. ITALIANA COOPERATIVA EDILE

## " S. I. C. E. "

VERCELLI

**Costruzioni Civili - Industriali**

**Cementi armati**

Direzione Tecnica: Geom. **G. BOSETTI**

## Fratelli **MAZZA** IMPRESA COSTRUZIONI EDILI

COSTRUZIONI CIVILI - INDUSTRIALI  
CEMENTI ARMATI

Telef. 4-32

BORGOSIESA

## "SIDEROCEMENTO,"

Società Anonima

**IMPRESA GENERALE PER COSTRUZIONI**

MILANO - VIA PUCCINI, 5 - TEL. 81.259 - 893.606

Uff. dipen.: VENEZIA S. Marco 4086A - Tel. 22.733

» » NAPOLI - Via Stella Polare 28 - Tel. 52.997

» » BOLZANO - P.zza IV Novembre 1/1 T. 10.85

Studio Tecnico ed Impresa per Cementi armati e Costruzioni  
varie - Sviluppo progetti ed esecuzioni complete di opere

Consulente Prof. Ing. A. Danusso del Politec. di Milano

Palificazioni con pali «VIBRO» gettati in opera

INDUSTRIE ZINCOGRAFICHE

## SOCIETÀ ANONIMA TORINESE INDUSTRIA ZINCOGRAFICA

Capitale sociale interamente versato L. 100.000

TORINO - GALLERIA S. FEDERICO

Scala C n. 14-16 - Piano terreno e 3° piano

Telefono 48.923

*Clichés in nero ed a colori - Disegni*

*- Ritocchi - Fotografie industriali -*

*Servizi rapidi per giornali e riviste.*

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

## Fondamenti della trasmissione del calore

Si passano in rassegna le nozioni fondamentali di trasmissione del calore, fornendo dati tecnici e metodi di calcolo aggiornati, specialmente nel campo delle temperature elevate.

1. - Generalità sulla propagazione del calore. - Flusso, conduttanza e resistenza termiche.

La propagazione del calore può avvenire: per *conduzione*, nell'interno dei corpi o fra corpi a contatto senza moti macroscopici relativi; per *convezione* se, trattandosi di fluidi, il fenomeno è accompagnato da correnti tendenti a intensificare lo scambio termico; per *irradiazione*, fra corpi a distanza, se è dovuta ad emissione e successivo assorbimento di energia raggiante fra i corpi stessi.

Si dice *adduzione termica* il complesso di alcuni o anche di tutti i precedenti fenomeni che ha luogo alla superficie di un solido; *trasmissione termica* il passaggio del calore da un ambiente ad un altro adiacente attraverso la parete che li separa.

Nei fenomeni di propagazione si dice in generale *flusso termico* la quantità di calore riferita all'unità di tempo.

Detti:  $dQ$  la quantità di calore,  $d\tau$  l'intervallo di tempo,  $q$  il flusso, si ha:

$$[1] \quad q = \frac{dQ}{d\tau}$$

Se la propagazione avviene fra due zone isoterme che differiscono di  $\Delta t$  gradi di temperatura, si dice *conduttanza termica* il flusso per ogni grado di differenza di temperatura. Indicandola con  $C$  si scrive:

$$[2] \quad C = \frac{q}{\Delta t}$$

L'inverso  $R$  della conduttanza è detto *resistenza termica*:

$$[3] \quad R = \frac{1}{C} = \frac{\Delta t}{q}$$

2. - **Conduzione termica.** — *Coefficienti di conduzione di aeriformi, liquidi, solidi. Conduttività equivalente dei materiali porosi e degli agglomerati. - Applicazioni: pareti piane, cilindriche, sferiche. - Parallelepipedo rettangoli. - Pareti multiple.*

Considerato in un dato istante (fig. 1) un elemento  $dS$  di superficie isoterma, se  $\frac{dt}{dn}$  è il gradiente di

temperatura in direzione normale all'elemento, il flusso che per conduzione si propaga attraverso  $dS$  vale:

$$[4] \quad dq = -\lambda \frac{dt}{dn} dS$$

dove  $\lambda$ , *coefficiente di conduzione termica*, misura la *conduttività* del materiale, cioè la sua attitudine a condurre il calore.

In termini finiti e in condizioni di *regime permanente* (quando cioè le temperature locali sono invariabili col tempo)  $\lambda$  rappresenta il flusso che si propaga attraverso l'unità di superficie quando nella direzione della propagazione la temperatura diminuisce di 1 grado per unità di lunghezza.

L'inverso di  $\lambda$  misura la *resistività termica*.

Nelle questioni di propagazione in regime variabile interessa pure una grandezza, detta *diffusività* (o anche *conduttività termometrica* per distinguerla dalla precedente detta allora *calorimetrica*) che è misurata dal rapporto tra  $\lambda$  e il calore specifico per unità di volume della sostanza in esame. Indicandola con  $\beta$  si scrive:

$$[5] \quad \beta = \frac{\lambda}{c\rho}$$

Essa in certo modo, come mostra l'equazione differenziale (6) del Fourier, relativa alla propagazione in regime variabile, misura la rapidità colla quale varia la temperatura a parità di leggi di somministrazione del calore:

$$[6] \quad \frac{\partial t}{\partial \tau} = \beta \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right)$$

Le dimensioni di  $\beta$  sono  $L^2 T^{-1}$ , cioè le stesse della viscosità cinematica.

Il valore di  $\lambda$  è in generale funzione dello stato della sostanza e particolarmente della sua temperatura, e se si tratta di corpi anisotropi anche della direzione di propagazione.

(\*) È tuttavia da ricordare la formula approssimata del Bridgman:  $\lambda = 3 R c / ND^2$  ( $R$  costante dei gas;  $c$  celerità del suono;  $N$  numero di Avogadro;  $D$  distanza media fra le molecole  $\approx 3 \div 5 \times 10^{-8}$  cm).

Esprimendo  $\lambda$  in funzione della temperatura con una legge del tipo:

$$[7] \quad \lambda_t = a + bt + ct^2 + \dots$$

(intendendo di indicare con  $\lambda_t$  il valore corrispondente alla temperatura  $t$ ) il valor medio di  $\lambda$  tra le temperature  $t_1$  e  $t_2$  è dato dalla relazione:

$$[8] \quad (\lambda_m)_{t_1, t_2} = \frac{a(t_1 - t_2) + b(t_1^2 - t_2^2)/2 + \dots}{t_1 - t_2} = \frac{t_1(\lambda_m)_{t_1} + t_2(\lambda_m)_{t_2}}{t_1 - t_2}$$

Per gli aeriformi vale con sufficiente approssimazione (in unità C. G. S.) la relazione:

$$[9] \quad \lambda = 1,6 \eta C_V$$

dove  $\eta$  è il coefficiente di viscosità (dinamica),  $C_V$  il calore specifico a volume costante. Per convertire  $\lambda$  dalle unità C. G. S. nelle unità pratiche (kcal., m/m<sup>2</sup>, h, °C) si moltiplichino per 360. Per passare invece alle unità M. K. S. A. (W/m, °C) si moltiplichino per 418,6.

Fig. 1-6 - Casi semplici di propagazione

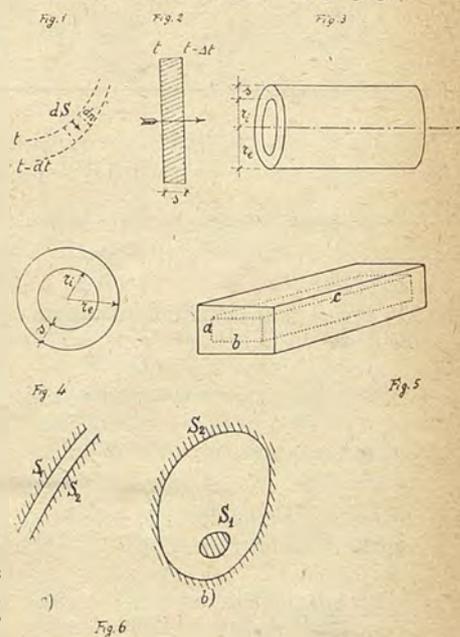


TABELLA I

S O S T A N Z A	A L L A T E M P E R A T U R A D I					
	0° C	100°	200°	300°	400°	600°
Idrogeno . . . . .	400	512	617	700	773	916
Metano . . . . .	72	123	189	250	310	425
Etano . . . . .	44	77	121	166	212	288
Etilene . . . . .	40	71	104	145	228	260
Ossido di carbonio . . . . .	53	68	80	92	104	118
Anidride carbonica . . . . .	34	48	63	78	91	114
Vapore d'acqua . . . . .	40	53	65	75	86	103
Aria, azoto, ossigeno . . . . .	56	71	85	99	110	125
Vapore di mercurio . . . . .	9	13	18	24	33	51
Vapore di benzene . . . . .	21	41	67			
Vapore di ammoniaca . . . . .	51	71				
Vapore di anidride solforosa . . . . .	19					

TABELLA II

S O S T A N Z A	$\lambda$ a 0° C	Variazione di $\lambda$ per 100° C di aumento di temperatura
Acqua . . . . .	0,0013	+ 0,0004
Glicerina . . . . .	0,0007	+ 0,00018
Alcool metilico . . . . .	0,0005	- 0,00003
Alcool etilico . . . . .	0,00045	- 0,00003
n - Pentano . . . . .	0,00035	- 0,00003
Toluene . . . . .	0,0004	- 0,00005
Mercurio . . . . .	0,020	0

TABELLA III

t °C	$\delta = 1,0$	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75
0	0,00028	0,00029	0,00031	0,00033	0,00035	0,00037
100	26	28	29	31	33	35
200	25	26	28	29	31	33
300	23	25	26	28		
400	22	23	24			

TABELLA I. - Conduttività termica di aeriformi (Unità C. G. S.  $\times 10^6$ ).

I valori relativi ai vapori s'intendono riferiti a stati lontani dai rispettivi punti critici.

Per i liquidi non si hanno relazioni generali degne di fiducia (\*). Secondo i casi  $\lambda$  cresce o diminuisce colla temperatura e le variazioni medie corrispondenti a 100 °C di aumento sono fornite per alcune sostanze dalla Tabella II.

TABELLA II. - Conduttività termica di liquidi (Unità C. G. S.).

I valori relativi all'esano e all'ettano sono di poco più alti di quelli del pen-

tano; per il benzene, lo xilene e l'ottano valgono gli stessi valori indicati per il toluene.

Per i petroli, detta  $\delta$  la loro densità a 15,5 °C, vale mediamente la relazione del Cragoe:

$$[10] \lambda = \frac{0,28}{\delta} (1 - 0,00054t) \cdot 10^{-3}$$

tradotta nella Tabella III.

TABELLA III. - Conduttività termica dei petroli (Unità C. G. S.).

Quanto agli olii di origine vegetale (di oliva, di ricino, ecc.) il valore di  $\lambda$  oscilla intorno a 0,0004.

Per i solidi (attesa la grande varietà dei materiali che interessano nelle applicazioni industriali) i valori di  $\lambda$

sono dati per gruppi in varie tabelle.

In particolare se il materiale è costituito da sostanze porose o simili, con pori e spazi liberi relativamente piccoli e distribuiti nella massa in modo praticamente uniforme, come pure da mescolanze e agglomerati sufficientemente uniformi di sostanze diverse (sostanze macroscopicamente omogenee), la definizione del coefficiente  $\lambda$  continua per convenzione a valere, ma esso assume il significato di coefficiente di conduzione di una sostanza omogenea fittizia *equivalente* per le stesse temperature al materiale in esame.

Se inoltre questi materiali sono permeabili all'aria (è particolarmente il caso degli isolanti granulari, fibrosi, ecc.), le differenze di temperatura inducono moti convettivi interni che dipendono dalle caratteristiche geometriche e di giacitura e possono influire in modo non sempre trascurabile sulla propagazione del calore.

Si conviene di estendere anche a questi casi, come pure alle intercedenti d'aria e nel senso precedentemente indicato, la definizione di coefficiente di conduzione, benchè a rigore dovrebbero essere di volta in volta definite le circostanze di forma, giacitura, natura delle superfici affacciate, ecc. alle quali il valore convenzionale di  $\lambda$  si riferisce.

Per i materiali suscettibili di imbibirsi d'acqua o di assorbirne per igroscopicità, occorre distinguere se essi sono allo stato secco o quale umidità percentuale essi contengono. Nei materiali umidi la propagazione del calore può modificare la distribuzione dell'umidità per effetto di fenomeni di diffusione interna accompagnata da evaporazione e condensazione. Si conviene ordinariamente di estendere anche a questi casi, nel senso prima indicato, la definizione del coefficiente  $\lambda$ , quando sia possibile raggiungere condizioni di regime permanente anche per questi fenomeni perturbatori.

TABELLA IV. - Conduttività termica di metalli (Unità C. G. S.).

Per i metalli puri le conduttività termica ed elettrica sono fra loro proporzionali (legge di Wiedemann e Franz).

Nel caso dei metalloidi la struttura ha un'influenza grandissima sui valori di  $\lambda$ . Ad es., il coefficiente di conduzione a temperatura ordinaria del carbonio amorfo è intorno a 0,0004; sale a 0,009 per il carbone di storta, a 0,037 per la grafite. Per lo zolfo monoclinico a 100°  $\lambda$  vale 0,00037, per lo zolfo rombico 0,00055.

Industrialmente ha molta importanza la conduttività termica delle leghe. Alcune serie di dati numerici al

riguardo sono fornite dalle tabelle seguenti.

TABELLA V. - *Conduttività termica di leghe ferrose (Unità C. G. S.).*

Nel caso delle leghe e in genere dei materiali non omogenei, la relativa insicurezza dei valori numerici proviene dal fatto che  $\lambda$  non dipende soltanto dalla composizione chimica, bensì anche, e fortemente, dalle qualità fisiche del materiale (densità, struttura microscopica conseguente ai trattamenti termici e meccanici, ecc.).

I seguenti valori relativi ad altre leghe ferrose possono servire di utile orientamento.

Ferro fucinato (0,01% C, 0,01% Mn, 0,2% Si) fra 18 e 100° C:  $\lambda = 0,14$ .

Acciaio Bessemer ( $\delta = 7,85$ ) a 8°:  $\lambda = 0,10$ .

Acciaio Thomas ( $\delta = 7,90$ ) a 8°:  $\lambda = 0,12$ .

Acciaio al nichel (30% Ni, 0,14% Si, 0,84% Mn, 0,26% C),  $\delta = 0,12$ , a 30°:  $\lambda = 0,030$ .

TABELLA VI. - *Conduttività termica di leghe di rame (Unità C. G. S.).*

La Tabella mostra che il valore di  $\lambda$  alla temperatura ambiente varia fra circa un quinto a un decimo di quello del rame puro e che per le leghe è notevolmente più sensibile l'influenza della temperatura. Piccole percentuali di fosforo danno luogo a diminuzioni notevoli della conduttività. Anche la presenza di arsenico ha effetti analoghi.

TABELLA VII. - *Conduttività termica di leghe di alluminio (Unità C. G. S.).*

TABELLA VIII. - *Conduttività termica di leghe di magnesio (Unità C. G. S.).*

TABELLA IX. - *Conduttività termica di composti inorganici allo stato minerale (Unità C. G. S.).*

TABELLA X. - *Conduttività termica di materiali refrattari (da Int. Crit. Tab.) (Unità C. G. S.).*

TABELLA XI. - *Conduttività termica di materiali refrattari (secondo Eucken e Laube) (Unità C. G. S.).*

TABELLA XII. - *Conduttività termica di materiali da costruzione (alla temperatura ordinaria) (Unità pratiche: kcal., m/m<sup>2</sup>, h, °C).*

TABELLA XIII. - *Conduttività termica di materiali speciali e isolanti termici (\*) (alla temperatura ordinaria) (Unità pratiche: kcal., m/m<sup>2</sup>, h, °C).*

TABELLA IV

METALLO	t °C	$\lambda$	METALLO	t °C	$\lambda$	
Alluminio (99,7%)	0	0,52	Oro (puro) . . . . .	0 ÷ 200	0,70	
	100	0,53	Piombo (puro) . . . . .	—200	0,11	
	200	0,53 <sub>5</sub>		0	0,08 <sub>5</sub>	
	300	0,54		100	0,08	
	400	0,54 <sub>5</sub>		200	0,08	
		300		0,07 <sub>5</sub>		
Argento (99,98%)	18	1,01	Platino (puro) . . . . .	0 ÷ 200	0,17	
	100	0,99		—190	1,3	
Ferro (elettrolitico) (*) . . . . .	—190	0,44	Rame (puro) . . . . .	0 ÷ 200	0,09	
		0,38		Rame (99,9%) . . . . .	100	0,90
		0,22			300	0,88
	0	0,20		500	0,86	
Magnesio (99,6%)	0	0,34		700	0,84	
	100	0,33	Stagno . . . . .	0	0,16	
	300	0,31		100	0,15	
	500	0,33		200	0,14	
Nichel (99,2%) . . . . .	0	0,16	Tungsteno . . . . .	—190	0,55	
	100	0,15		0	0,38	
	200	0,14		1500	0,29	
	300	0,13 <sub>5</sub>		2500	0,34	
	400	0,13		Zinco (puro) . . . . .	—200	0,31
	500	0,13			0	0,27
700	0,14	100	0,26			
		200	0,24			
			400	0,22		

(\*) Fortemente dipendente dalla struttura; quella più fine corrisponde ai valori minori.

TABELLA V

MATERIALE	$\lambda$ a 0°	100°	300°	500°	700°	900° C
Ferro svedese . . . . .	0,13	0,13	0,12	0,10	0,08	
Fe con 0,18 % di C . . . . .	0,11	0,11	0,10	0,09	0,08	0,075
Fe con 0,44 % di C . . . . .	0,08	0,08	0,08	0,07	0,06	0,06
Fe con 1,02 % di C . . . . .	0,10	0,10	0,10	0,095	0,08	0,08
Fe con 1,50 % di C . . . . .	0,09	0,09	0,085	0,08	0,07	0,065

TABELLA VI

COMPOSIZIONE PERCENTUALE						TEMPERATURA °C					
Sn	Zn	P	Mn	Al	Cu	20	75	100	150	200	250
5,0	2,0	0,15	—	—	92,8	0,189	0,208	0,217	0,235	0,235	0,272
10,0	2,0	0,15	—	—	87,8	0,102	0,113	0,118	0,129	0,139	0,150
8,0	—	0,30	—	—	91,7	0,108	0,119	0,125	0,136	0,147	0,158
0,5	38,5	—	0,30	—	60,7	0,188	0,203	0,210	0,224	0,238	0,252
10,0	2,0	—	—	—	88,0	0,118	0,126	0,131	0,142	0,152	0,162
—	—	—	—	10,0	90,0	0,122	0,132	0,137	0,147	0,156	0,166
12,4	—	0,4	—	—	87,2	0,087	0,096	0,099	0,107	0,117	0,128

Nella maggior parte dei casi pratici quando si tratta di pareti semplici di spessore  $s$  ed a facce isoterme il flusso può essere calcolato mediante la relazione:

$$[11] \quad q = \lambda S_m \frac{\Delta t}{s}$$

nella quale  $\Delta t$  è la differenza di tem-

peratura fra le facce e  $S_m$  è l'area di una sezione intermedia opportunamente scelta. Indicando con  $R_i$  la resistenza termica interna della parete e con  $C_i$  la corrispondente conduttanza termica si ha ancora:

$$[12] \quad R_i = \frac{1}{C_i} = \frac{s}{\lambda S_m}$$

TABELLA VII

COMPOSIZIONE PERCENTUALE					TEMPERATURA °C				
Cu	Ni	Mg	Zn	Al	80	150	200	250	300
12	—	—	—	88	0,38	0,39	0,40		
8	—	—	—	92	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
4	2	1,5	—	92,5	0,40	0,40	0,40		
3	—	—	13	84	0,32	0,35	0,37		

TABELLA VIII

COMPOSIZIONE PERCENTUALE			TEMPERATURA 0° C
Al	Si	Mg	
6	—	94	0,19
12	—	88	0,14
6	2	92	0,16
12	2	86	0,13

TABELLA IX

Sostanza	t °C	$\lambda \cdot 10^3$	Sostanza	t °C	$\lambda \cdot 10^3$	t °C	$\lambda \cdot 10^3$		
							SiO <sub>2</sub> (quarzo) ↓ all'asse	SiO <sub>2</sub> (quarzo)    all'asse	SiO <sub>2</sub> amorfo
Ghiaccio	0	5,5	CaF <sub>2</sub> (3)	0	24,7	-190	58,6	117	1,6
NaCl (1)	-190	63,6	CaF <sub>2</sub> (3)	+100	19,1	-78	24,1	46,7	2,8
NaCl (1)	0	16,7	CaCO <sub>3</sub> (4)	0	10,3	0	17,3	32,5	3,3
NaCl (1)	+100	11,6	CaCO <sub>2</sub> (4)	+100	8,5	+100	13,3	21,5	4,6
KCl (2)	-190	50,2	CaSO <sub>4</sub> (5)	0	12,3				
KCl (2)	0	16,6							
KCl (2)	+100	11,8							

(1) Salgemma - (2) Silvina - (3) Fluorite - (4) Calcite - (5) Anidrite.

TABELLA X

MATERIALE	$\lambda$ medio tra 25° e 100° C	e 500° C	e 1000° C	e 1500° C
Alundum . . . .		0,0084 tra 650 e 1250		
Mattoni di bauxite	0,0011		0,0015	
Mattoni di carborundum . . . .			0,019 ÷ 0,024	
Argilla refrattaria	0,0015 ± 0,0004	0,0021 ± 0,0004	0,0028 ± 0,0004	0,0034 ± 0,0005
Mattoni di magnesite . . . . .	0,0098 ± 0,0021	0,010 ± 0,004	0,011 ± 0,005	
Mattoni silicei . . . . .	0,0019 ± 0,0002	0,0023 ± 0,0002	0,0029 ± 0,0002	
Carbone di storta	0,091 a 360° C	0,107	0,131	0,139
Grafite . . . . .	0,337 a 390° C	0,330	0,284	0,275

Casi particolari:

a) parete piana (fig. 2) (S superficie di una delle facce):

[13]  $S_m = S$ ;

b) parete cilindrica (fig. 3) di raggio interno  $r_i$  ed esterno  $r_e$  e di lunghezza  $l$ :

[14] 
$$S_m = 2 \pi r_m l$$
$$r_m = \frac{s}{\ln r_e - \ln r_i}$$

c) parete sferica (fig. 4):

[15]  $S_m = 4 \pi r_m^2$

[16]  $r'_m = \sqrt{r_i r_e}$

d) pareti di un parallelepipedo rettangolo cavo (fig. 5) (lati interni a, b, c maggiori di 5 s)

[17]  $S_m = 2(a'b' + a'e' + b'e')$

dove:

$a' = a + s_m; b' = b + s_m; e' = c + s_m$

e secondo dati sperimentali (Langmuir):

$s_m \approx 0,54 s$

Nel caso di pareti multiple a n facce intermedie aderenti la resistenza termica interna  $R_p$  dell'intera parete vale:

[18] 
$$R_p = \sum_1^n R_i$$

dove  $R_i$  rappresenta una qualunque delle resistenze termiche interne degli strati componenti.**3. Convezione termica.** — *Convezione naturale e convezione forzata.* - Coefficienti di convezione nei casi tecnicamente più importanti. - Pareti piane variamente orientate. - Tubazioni.Si distingue la convezione *naturale o libera*, che si verifica quando i moti del fluido sono provocati soltanto dalla propagazione del calore, dalla convezione *forzata*, in cui la propagazione è intensificata da correnti prodotte in altri modi.In entrambi i casi si dice *coefficiente di convezione* il flusso termico riferito all'unità di area e al grado di differenza di temperatura tra la superficie lambita e il fluido.

Quest'ultima temperatura si intende misurata dove la propagazione termica in questione cessa di avere influenza sensibile.

Detto  $h_c$  il coefficiente di convezione, nel caso della convezione *naturale*, si ha:

[19] 
$$\begin{cases} q_c = h_c S \cdot \Delta t \\ h_c = \alpha \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{L}} \end{cases}$$

dove:  $\Delta t$  è la differenza di temperatura suddetta,  $L$  una opportuna dimensione lineare della superficie in oggetto ed  $\alpha$  un coefficiente che dipende dalla natura del fluido e dalle caratteristiche geometriche e di giacitura della superficie, come pure dalla temperatura media  $t_m$  fra superficie e fluido.

Casi particolari:

a) *tubi orizzontali* immersi in un fluido. $L =$  diametro;

— per l'aria (tra -50 e +50 °C) in condizioni ordinarie di pressione:

[20]  $\alpha = 1,12 - 0,0001 t_m + 0,000009 t_m^2$

— per pressioni  $p$  diverse da 10.000 kg/m<sup>2</sup> moltiplicare per

$$\sqrt{p/10.000};$$

— per altri gas ricordare che  $\alpha$  è

all'incirca proporzionale a  $\frac{4}{\sqrt{\eta/\mu}}$  dove  $\eta$  è il coefficiente di viscosità e  $\mu$  è il peso molecolare;

— per l'acqua (fra + 10 e + 130 °C):

$$[21] \quad \alpha = 51 + 1,7 t_m - 0,003 t_m^2$$

b) pareti verticali:

L = altezza.

I valori di  $\alpha$  si ricavano da quelli corrispondenti relativi al caso a) dividendoli per 0,64.

c) pareti orizzontali:

L = dimensione lineare media (lato, diametro, ecc.).

I valori di  $\alpha$  si ricavano da quelli del caso precedente aumentandoli di circa il 20% se la propagazione del calore avviene verso l'alto, diminuendoli di circa il 50% se la propagazione avviene verso il basso.

Una serie di esempi numerici è data nelle Tabelle XIV e XV.

TABELLA XIV. — Coefficienti di convezione naturale per tubi orizzontali (di diametro esterno  $d$ ) in aria a pressione e temperatura ordinarie (Unità pratiche: kcal/m<sup>2</sup>, h, °C.).

TABELLA XV. — Coefficienti di convezione naturale per pareti verticali lambite da aria a pressione e temperatura ordinarie (Unità pratiche: kcal/m<sup>2</sup>, h, °C.).

d) Fili orizzontali:

— per diametri  $d$  compresi fra 0,1 e 3 mm. di diametro e per convezione naturale in aria in condizioni ordinarie si ha, secondo Nusselt:

$$[22] \quad h_c = \frac{0,04}{d} \text{ kcal/m}^2 \text{ h, } ^\circ\text{C}$$

( $d$  in metri)

Nel caso della convezione forzata si distinguono le condizioni di moto laminare [fino a valori del numero di Reynolds (1) inferiori a circa 2300] dalle condizioni di regime turbolento (al disopra di tale valore).

Per fluidi in moto laminare scorrenti entro tubi cilindrici sufficientemente lunghi rispetto al diametro si ha:

$$[23] \quad h_c = 3,6 \frac{\lambda}{d} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

purehè non si tratti di vapori che si condensano o di liquidi che evaporano.

Per gas e vapori surriscaldati in regime turbolento scorrenti entro tubi ordinari si ha, secondo Nusselt e Gröber:

$$[24] \quad h_c = 0,042 (\lambda/d) Pe^{3/4} \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$$

dove il parametro adimensionale  $Pe$  del Péclet è dato dall'espressione:

$$[25] \quad Pe = \gamma c_p w d / \lambda$$

$\gamma$  peso specifico in kg/m<sup>3</sup>;  $c_p$  calore specifico a pressione costante;  $w$  velocità del fluido in m/ora;  $d$  diametro interno del tubo in m.

Per i liquidi si ha, secondo Ten Bosch:

$$[26] \quad h_c = \beta \frac{4}{\sqrt{w^3/d}}$$

dove il coefficiente  $\beta$  dipende dalla natura del liquido e dalla sua temperatura come pure dalla temperatura della parete, e nel caso dell'acqua è dato dalla Tabella XVI.

(1)  $Re = \frac{wL}{\nu}$ ;  $L$  dimensione lineare (per superfici cilindriche il diametro),  $w$  velocità del fluido,  $\nu$  viscosità cinematica.

TABELLA XVI. — Valori del coefficiente  $\beta$  per l'acqua.

I coefficienti  $\beta$  relativi ad altri liquidi a temperatura ordinaria si otterranno approssimativamente moltiplicando i corrispondenti valori della Tabella precedente per i fattori:

0,03 per la glicerina; 0,05 per l'olio di oliva; 0,23 per il petrolio; 0,31 per l'alcole e per il benzolo; 7,2 per il mercurio;  $(1 - m \delta)$  per le soluzioni acquose essendo  $1 + \delta$  la loro densità relativa all'acqua e  $m = 1,2$  per le soluzioni di cloruro di sodio, 1,5 per quelle di cloruro di calcio, 2,4 per quelle di cloruro di magnesio.

Per tubi a sezione non circolare si adotterà come dimensione lineare relativa alla sezione il diametro medio pari a 4 volte l'area della sezione retta divisa per il perimetro o per una parte di esso se soltanto questa è interessata al fenomeno della propagazione. Rientra in questa regola il caso in cui il fluido scorre nell'intercapedine fra due tubi coassiali.

Se il tubo è piegato a serpentino si moltiplichino i precedenti valori di  $h_c$  per  $1 + 1,8 r_c$ , dove  $r_c$  rappresenta il raggio di curvatura.

Se la corrente fluida investe esternamente una superficie cilindrica nella direzione normale all'asse vale la relazione:

$$[27] \quad h_c = \beta' \frac{\lambda Pe^n}{d}$$

dove per i normali tubi del commercio  $\beta' = 0,39$ ,  $n = 0,56$ ; per i fili ( $Pe < 30$ )  $\beta' = 0,5$ ,  $n = 0,37$ .

Per fasci di tubi sfalsati normali alla corrente aumentare  $h_c$  del 10% se si tratta di due file, del 18% per 3,

TABELLA XI

MATERIALI	REFRATTARI ORDINARI			REFRATTARI ALLUMINOSI		70 % Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	81 % Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Mat-toni silicei (96 %)	Mat-toni silicei (93 %)	Mat-toni magnesiferi	MATTONI DI CARBORUNDUM			
	Cono 10	Cono 14	Cono 16	Cono 14	Cono 16/17	Cono 14/15	Cono 15/16	Cono 16	Cono 16	Cono 19/20	SiC (90 %)	SiC (77 %)	SiC (57 %)	SiC (49 %)
Temperatura di ram-mollimento . . . .														
Peso specifico vero . .	2,63	2,61	2,61	2,61	2,62	3,12	3,63	2,33	2,35	3,58	3,12	3,01	2,90	2,84
Peso specifico appross.	1,84	1,91	1,92	1,85	1,84	1,92	2,72	1,77	1,69	2,98	2,32	2,36	2,24	2,19
Porosità % . . . . .	30,0	26,8	26,5	29,1	29,8	38,5	25,1	24,0	28,1	16,8	25,6	21,6	22,8	22,9
300° C	0,0021	0,0025	0,0029	0,0023	0,0023	0,0025	0,0056	0,0032	0,0028	0,0206	—	0,0310	0,0146	0,0115
500° C	0,0023	0,0027	0,0031	0,0024	0,0024	0,0024	0,0053	0,0035	0,0031	0,0159	0,0365	0,0274	0,0136	0,0109
700° C	0,0025	0,0028	0,0032	0,0025	0,0025	0,0024	0,0051	0,0037	0,0033	0,0129	0,0310	0,0244	0,0126	0,0104
900° C	0,0026	0,0028	0,0032	0,0026	0,0025	0,0023	0,0050	0,0039	0,0036	0,0108	0,0269	0,0217	0,0117	0,0099
1100° C	0,0026	0,0029	0,0032	0,0026	0,0026	0,0022	0,0050	0,0042	0,0038	0,0094	0,0239	0,0191	0,0108	0,0093

N. B. — Per passare dalle unità C. G. S. alle unità pratiche si moltiplichino per 360.

TABELLA XII

MATERIALE	$\gamma$ kg/m <sup>3</sup>	$\lambda$
Mattoni comuni . . . . .	1730	0,54
Pianelle e laterizi da pavimento . . . . .	1610	0,34
Intonaco di calce e sabbia (tre parti di sabbia e una di calce) . . . . .	1820	0,58
Intonaco di gesso . . . . .	740	0,29
Intonaco di cemento . . . . .	1890	0,46
Calcestruzzo di cemento (una parte di cemento, due di sabbia e due di ghiaia) . . . . .	2180	0,65
Marmo . . . . .	2500 ÷ 2850	1,8 ÷ 3,0
Granito . . . . .	2500 ÷ 3050	2,7 ÷ 3,5
Legno, propagazione normale alle fibre:		
Abete, pino . . . . .	550	0,12
Quercia . . . . .	820	0,17
Legno, propagazione parallela alle fibre:		
Abete, pino . . . . .	550	0,31
Quercia . . . . .	820	0,31
Vetro . . . . .	2500	0,70
Ferro, acciaio . . . . .	7500 ÷ 8000	40 ÷ 50
Alluminio . . . . .	2600	180

TABELLA XIII

MATERIALE	$\gamma$ km/m <sup>3</sup>	$\lambda$
Conglomerato di cemento e pomice . . . . .	880	0,22
Conglomerato di cemento, pomice e sabbia . . . . .	1400	0,52
Mattoni porosi . . . . .	810	0,17
Paglia compressa . . . . .	300	0,067
Residui vegetali compressi . . . . .	250	0,040
Agglomerato di cemento e segatura . . . . .	715	0,12
Cemento poroso e friabile . . . . .	390	0,081
Agglomerato di sughero catramato . . . . .	360	0,050
Agglomerato di sughero espanso . . . . .	125	0,034
Feltro di amianto (bianco) . . . . .	120	0,043
Materassini di vetro filato . . . . .	150	0,032
Linoleum . . . . .	1180	0,15

(\*) Nel caso di materiali porosi  $\gamma$  assume il significato di peso specifico apparente e  $\lambda$  quello di coefficiente di conduzione del materiale omogeneo « equivalente ».  
Alcuni valori riportati nelle Tabelle N. 12 e 13 sono stati ricavati da ricerche eseguite al Politecnico di Torino. Cfr. « L'Industria » 1930, pag. 401; 1932, pag. 136; 1935, pag. 231. Prove su refrattari sono descritte su « La Ricerca Scientifica » 1939, pag. 701.

TABELLA XIV

d metri	$\Delta t = 2^\circ$	5°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	80°	100° C
0,05	2,8	3,5	4,1	4,9	5,4	5,8	6,2	6,5	7,0	7,4
0,10	2,3	2,9	3,5	4,1	4,6	4,9	5,2	5,4	5,8	6,2
0,20	2,0	2,4	2,9	3,5	3,8	4,1	4,4	4,6	4,9	5,2
0,30	1,9	2,2	2,6	3,1	3,5	3,7	4,0	4,1	4,4	4,7
0,40	1,6	2,1	2,4	2,9	3,2	3,5	3,7	3,8	4,1	4,4
0,50	1,5	2,0	2,3	2,8	3,1	3,3	3,5	3,6	3,9	4,1

del 26% per 4 o più file. Aumenti un po' minori per file non sfalsate.

b) Superfici piane lambite in direzione parallela al loro piano:

$$[28] \quad hc = \beta'' \frac{\lambda \cdot Pe^n}{L}$$

dove la variabile di Péclet è relativa alla lunghezza  $L$  della parete nella

direzione della corrente e, nel caso di aria,  $\beta'' = 0,075$ ,  $n = 0,75$ .

**Convezione naturale.** - *Vapori saturi che si condensano* in strato continuo. - Pareti verticali di altezza  $L$ , secondo Nusselt:

$$[29] \quad hc = 0,94 \sqrt[4]{\frac{m}{L \cdot \Delta t}}$$

dove  $\Delta t$  rappresenta la differenza di temperatura fra il vapore e la parete,  $m = (r \gamma^2 \lambda^3 / \eta)$ , essendo  $r$  il calore di evaporazione, e  $\gamma, \lambda, \eta$  relative al condensato.

La [29] vale anche per i tubi verticali di altezza  $L$ . Per i tubi orizzontali porre il diametro  $d$  in luogo di  $L$  e moltiplicare per 0,72 in luogo di 0,94.

Se le superfici sono inclinate dell'angolo  $\alpha$  rispetto all'orizzontale moltiplicare per

$$\frac{4}{\sqrt{\sin \alpha}}$$

Le formule valgono anche nel caso della convezione forzata fino a velocità dell'ordine di 1 metro al secondo.

L'aria mescolata al vapore riduce i valori di  $hc$  tanto più quanto minore è la pressione della miscela.

Per l'atmosfera e nelle unità pratiche (kcal, h, m, °C.) si ha per il vapore d'acqua  $m = 9,5 \cdot 10^3$ , per il vapore di alcole  $2,3 \cdot 10^3$ , di benzolo  $1,8 \cdot 10^3$ .

Il valore di  $m$  cresce dapprima rapidamente colla pressione poi sempre più lentamente. Ad es., per il vapore d'acqua è dell'ordine di alcune unità  $\times 10^3$  per pressioni di qualche decimo di atmosfera, vale  $10 \cdot 10^3$  a 2,5 at. ass.,  $10,5 \cdot 10^3$  a 5 at. ass.

**4. - Irradiazione termica.** - *Leggi di Planck, di Kirchhoff e di Lambert.* - *Fattori di assorbimento.* - *Espressione generale dell'energia scambiata per irradiazione.* - *Coefficienti di irradiazione.* - *Casi particolari.* - *Energia irradiata dagli aeriformi.*

La locuzione « trasmissione termica per irradiazione » è convenzionale. In realtà il fenomeno comprende una doppia trasformazione: da energia termica in energia raggiante all'atto dell'emissione, da energia raggiante in energia termica all'atto dell'assorbimento. Ciò che si propaga nello spazio è dunque in ogni caso energia raggiante e la propagazione obbedisce alle leggi di questa.

L'emissione dovuta soltanto alla temperatura è detta « emissione termica » e radiatori termici sono chiamati i corpi considerati sotto questo aspetto. Le radiazioni emesse non sono in generale semplici, cioè non sono costituite semplicemente da onde elettromagnetiche sinusoidali.

I corpi condensati (solidi e liquidi) emettono radiazioni complesse a spet-

tro continuo interessanti un campo molto esteso di lunghezze d'onda, gli aeriformi invece uno spettro discontinuo (a righe o a bande).

Se  $dE$  è il flusso (energia per ogni unità di tempo) emesso alla temperatura  $T$  dall'unità di superficie nell'intervallo  $(\lambda, \lambda + d\lambda)$ , il modo di variare con  $\lambda$  della grandezza:

$$[30] \quad J_{\lambda, T} = \frac{dE}{d\lambda}$$

fornisce la legge di distribuzione spettrale dell'energia emessa.

In totale il flusso emesso per unità di superficie vale:

$$[31] \quad E_T = \left( \frac{dq}{dS} \right)_T = \int J_{\lambda, T} d\lambda$$

essendo l'integrale esteso a tutto lo spettro di emissione. Dell'energia incidente su un corpo in generale una parte è assorbita, l'altra riflessa. Il rapporto a fra l'energia assorbita e quella incidente è detto *fattore di assorbimento*.

*Corpo nero o assorbitore integrale* è un corpo che assorbe completamente, trasformandone l'energia in energia termica, tutte le radiazioni che lo investono. Per esso sussistono le seguenti relazioni:

$$[32] \quad (a_{\lambda, T})_n = 1$$

$$[33] \quad \begin{cases} (J_{\lambda, T})_n = k_1/\lambda^5 (e^{k_2/\lambda T} - 1) & \text{(legge di Planck)} \\ k_1 = 1,01 \cdot 10^{-16} \text{ kcal, m}^2/\text{h} \\ k_2 = 1,43 \cdot 10^{-2} \text{ m, } ^\circ\text{K} \end{cases}$$

$$[34] \quad \begin{cases} (E_T)_n = \left[ \left( \frac{dq}{dS} \right)_T \right]_n = \sigma T^4 & \text{(legge di Stefan-Boltzmann)} \\ \sigma = 6,49 \frac{\pi k_1}{k_2^4} = 4,93 \cdot 10^{-8} & \text{kcal/m}^2, \text{ h, } ^\circ\text{K}^4. \end{cases}$$

Per un corpo qualunque:

$$[35] \quad E_{\lambda, T} = (E_{\lambda, T})_n \cdot a_{\lambda, T} \text{ (legge di Kirchhoff).}$$

Il fattore  $a_{\lambda, T}$  assume pertanto anche il nome di « emissività relativa al corpo nero » che è da considerare come un « radiatore integrale » (o di Planck).

*Corpi grigi* sono quelli nei quali  $a_{\lambda, T}$  non dipende da  $\lambda$  ma soltanto da  $T$ .

La ripartizione spaziale dell'energia emessa obbedisce nei casi più semplici alla legge di Lambert, o legge del coseno. Il flusso emesso entro l'angolo solido  $d\Omega$  da un elemento di superficie risulta allora proporzionale al coseno dell'angolo di emissione, cioè dell'angolo che la direzione considerata forma colla normale all'elemento emittente.

TABELLA XV

L metri	$\Delta t = 2^\circ$	5°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	80°	100° C
0,5	2,4	3,0	3,6	4,3	4,7	5,1	5,4	5,6	6,0	6,4
1	2,0	2,5	3,0	3,6	4,0	4,3	4,5	4,7	5,1	5,4
2	1,7	2,1	2,5	3,0	3,3	3,6	3,8	4,0	4,3	4,5
3	1,5	1,9	2,3	2,7	3,0	3,2	3,4	3,6	3,9	4,1
4	1,4	1,8	2,1	2,5	2,8	3,0	3,2	3,3	3,6	3,8
5	1,3	1,7	2,0	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6

TABELLA XVI

TEMPERATURA DELL'ACQUA °C	TEMPERATURA DELLA PARETE						
	0°	20°	40°	80°	120°	160°	200° C
0	970	890	820	710	720	720	710
40	2200	1980	1840	1670	1560	1530	1500
80	3300	2780	2700	2440	2240	2170	2090
120	4150	3680	3360	2990	2730	2610	2500
160	4690	4140	3770	3330	3020	2890	2780
200	4950	4360	3970	3500	3160	3000	2860

TABELLA XVII

SUPERFICIE	TEMPERATURA °C							
	52	77	127	227	327	427	527	627
Rame (ossidato) . . . . .	77	70	76	69	69	74	73	—
Rame (pulito) . . . . .	39	28	26	27	26	25	23	—
Argento (da calcoli) . . . . .	1,7	1,9	2,1	2,7	3,2	3,5	3,5	3,5
Ghisa (pulita) . . . . .	17	20	23	—	—	—	—	—
Ghisa (ossidata) . . . . .	50	67	64	65	67	62	53	42
Pittura all'alluminio . . . . .	67	60	45	—	—	—	—	—
Smalto . . . . .	33	40	37	—	—	—	—	—
Metallo Monel (pulito) . . . . .	50	55	38	—	—	—	—	—
Metallo Monel (ossidato) . . . . .	50	60	49	41	41	42	38	35

TABELLA XVII. — Emissività di varie superfici praticamente « grigie » (relative a quella del corpo nero posta uguale a 100) (secondo Langmuir).

Altri valori a 600° C: superfici ossidate di alluminio 19, nichel 48, ottone 59.

TABELLA XVIII. — Emissività di varie superfici a temperatura ordinaria (relative a quella del corpo nero posta uguale a 100) (secondo Schmidt).

Il flusso termico scambiato per irradiazione fra due corpi a temperatura  $T_1$  e  $T_2$ , separati da un mezzo non assorbente, vale, con riferimento alla superficie  $S_1$  di quello più caldo:

$$[36] \quad q_{1,2} = C_{1,2} \cdot S_1 (T_1^4 - T_2^4)$$

dove il coefficiente  $C_{1,2}$  dipende dalla configurazione geometrica del sistema, dalla natura delle superfici e per corpi non neri nè grigi anche dalla loro temperatura.

Casi particolari (figg. 6a - 6b):

a) Superfici grigie, aventi fattori di assorbimento  $a_1$  e  $a_2$ , affacciate a breve distanza, tenendo conto delle riflessioni mutue:

$$[37] \quad C_{1,2} = \frac{\sigma}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} - 1}$$

Se  $a_1 = a_2 = a$ :

$$[37 \text{ bis}] \quad C_{1,2} = \frac{a \sigma}{2 - a}$$

TABELLA XVIII

SUPERFICIE	a
Carta . . . . .	54
Gesso (spessore 1/2 mm.) . . .	91
Legno di quercia (piallato) . .	94
Mattoni . . . . .	94
Porcellane . . . . .	94
Vetro . . . . .	95
Marmo . . . . .	94
Quarzo fuso . . . . .	94
Olio (spessore 0,02 mm.) . . .	22
Olio (spessore 0,10 mm.) . . .	65
Olio (spessore 0,20 mm.) . . .	82
Alluminio verniciato . . . . .	40
Carbone e nerofumo . . . . .	94
Mercurio . . . . .	18
Acqua e superfici bagnate . . .	66

Fig. 7 - Fattori A<sub>∞</sub> di irradiazione per strati di grandissimo spessore.

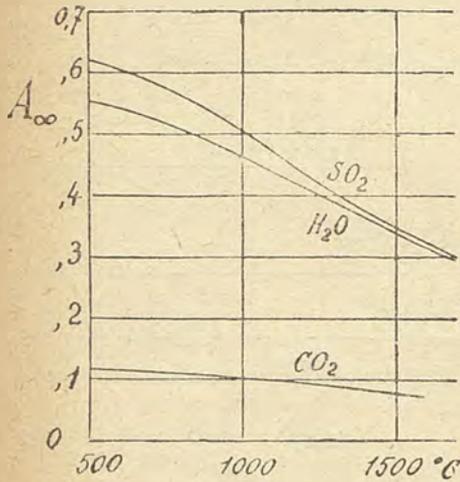


Fig. 8a - Emisfera irraggiante.

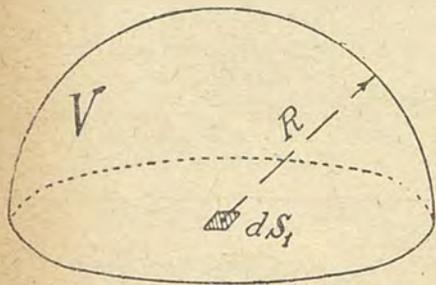
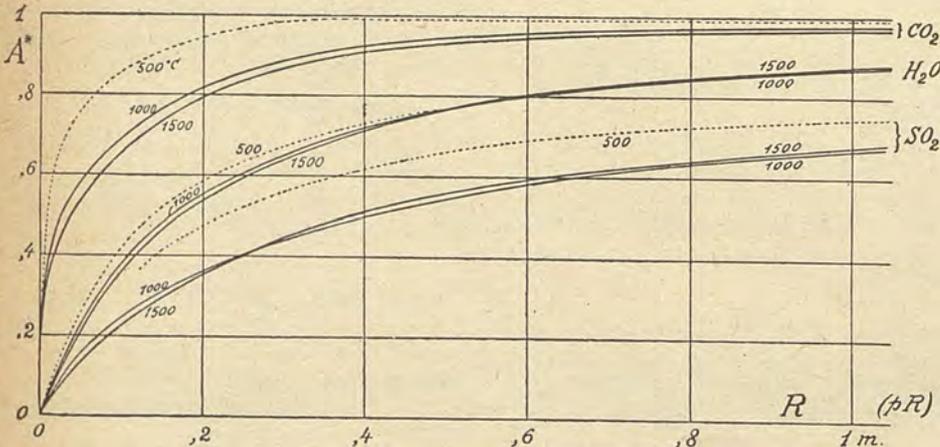


Fig. 8b - Fattori A\* di irradiazione per emisfere.



Se poi i corpi sono neri si ha ovviamente C<sub>1,2</sub> = σ.

b) Il corpo di superficie S<sub>1</sub> è tondeggiante, relativamente piccolo e tutto interno alla cavità di superficie S<sub>2</sub> (1):

$$[38] \quad C_{1,2} = \frac{\sigma}{\frac{1}{a_1} + \frac{S_1}{S_2} \left( \frac{1}{a_2} - 1 \right)}$$

(1) Cfr. C. CHRISTIANSEN, *Wied. Ann.*, Volume 19° (1883), pag. 267.

(2) Cfr. C. CODEGONE, *L'irraggiamento termico nelle caldaie*, nel volume « I combustibili nazionali » edito dall'Acc. delle Scienze di Torino nel 1939.

(3) Cfr. *A. S. M. E. Trans.*, Vol. 47° (1925), pag. 1152.

Se S<sub>2</sub> >> S<sub>1</sub> (cioè S<sub>2</sub> molto maggiore di S<sub>1</sub>):

$$[38 \text{ bis}] \quad C_{1,2} = a_1 \sigma$$

e) In altri casi geometricamente meno semplici e sempre per corpi grigi si ha, secondo Nusselt:

$$[39] \quad C_{1,2} = \frac{a_1 a_2}{\sigma}$$

La irradiazione degli aeriformi segue leggi più complesse. L'energia irradiata nell'unità di tempo da un elemento di superficie dS<sub>1</sub> può essere posta sotto la forma (2):

$$[40] \quad \frac{dq}{dS_1} = A_{\infty} \cdot A^* \cdot \sigma T^4$$

in cui il fattore A<sub>∞</sub>, rilevabile a varie temperature per il vapore d'acqua, l'anidride carbonica e l'anidride solforosa (presenti nei gas di combustione) dalla fig. 7, è relativo ad uno strato di grandissimo spessore. Il fattore A\* tiene conto invece della forma dello spazio irraggiante e per il caso semplice di una emisfera di raggio R irraggiante sull'elemento centrale del piano di base (fig. 8 a) è ricavabile dalla fig. 8 b.

Casi geometrici meno semplici si possono riferire ugualmente alla figura 8 b introducendo in via di approssimazione il concetto di raggio medio R<sub>m</sub>, pari a 4 volte circa il volume diviso per la superficie che lo limita. Vari casi tecnicamente importanti sono indicati nella fig. 9.

Nelle fiamme rese luminose da particelle di carbonio incandescenti l'irradiazione si avvicina maggiormente dei casi precedenti a quella di un radiatore integrale, e tanto più quanto maggiori sono le dimensioni della fiamma.

Ciò avviene spesso nei grandi forni industriali metallurgici e per caldaie.

In quest'ultimo caso si danno formule semi-empiriche che consentono di valutare la frazione del calore Q sviluppato dalla combustione che per effetto dell'irradiazione è ricevuta dalla superficie di riscaldamento esposta alle fiamme.

Secondo una di tali formule (3) la suddetta frazione varrebbe:

$$[41] \quad \frac{1}{1 + m G_a \sqrt{Q/S}}$$

in cui m è un coefficiente dipendente da varie circostanze e in media prossimo a 0,0002, G<sub>a</sub> è il rapporto del peso dell'aria comburente al peso del combustibile, S (in m<sup>2</sup>) è la superficie di riscaldamento esposta alle fiamme, Q è espressa in kcal/ora. La validità della (41) s'intende limitata a condizioni di funzionamento normali o prossime alle normali.

CESARE CODEGONE.

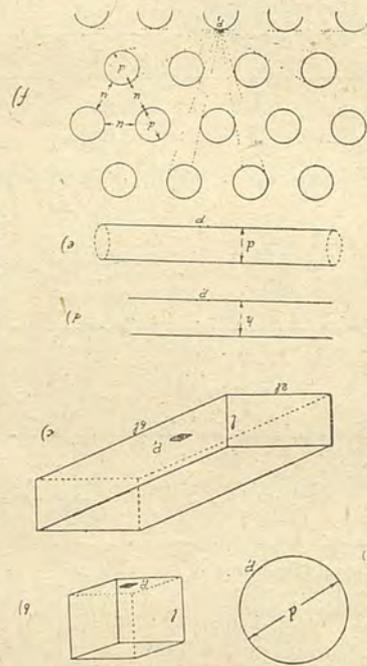


Fig. 9 - Raggi medi in vari casi di irradiazione

- a) sfera, diametro d . . . . .  $R_m = \frac{16}{3} d$
- b) cubo, lato l . . . . .  $\frac{16}{3} l$
- c) parallelepipedo rettangolo, lati (1:2:6) l . . . . . 1,3 l
- d) strato piano illimitato a faccie parallele, altezza h . . . . . 1,8 h
- e) cilindro illimitato a sezione circolare, diametro d . . . . . d
- f) gas tra tubi  $\left\{ \begin{array}{l} d = u \\ \text{(banco illimitato)} \quad d = 0,5 u \end{array} \right.$  . . . . .  $\frac{2,8 u}{3,3 u}$
- g) semicilindro illimitato . . . . . 1,8 h

# TECNICA VETRARIA MODERNA

Anche nell'industria vetraria si afferma sempre più la tendenza alla meccanizzazione delle operazioni ed alla riduzione dei costi di manutenzione e del consumo di combustibile. L'A. esamina in particolare le caratteristiche termiche dei forni a bacino, anche in relazione all'impiego di refrattari di alta qualità, ed al perfezionamento dei recuperatori, come pure ai forni a crogiolo ed ai forni elettrici di cui illustra, con dati tecnici, vari tipi di recente costruzione.

Nell'industria del vetro si può considerare abbastanza recente la fine della fase di artigianato e l'inizio della vera fase industriale, dove all'empirismo si è sostituita una vera scienza appoggiata su dati tecnici. Ma ciò è avvenuto dopo la concentrazione di molte piccole aziende in grandi complessi che possono spendere in laboratori e ricercatori, ed è ovvio che i risultati di queste esperienze siano utilizzati con molta riservatezza. Una nota sui progressi della tecnica vetraria sarà quindi forzatamente incompleta.

Si può osservare che, sotto la spinta della concorrenza, la necessità di ridurre i costi sprona verso una sempre maggiore meccanizzazione.

Dai forni si richiede quindi una sempre maggiore precisione nella fornitura del vetro alle macchine e precisamente:

- 1) vetro impeccabile come omogeneità, temperatura e purezza;
- 2) basso consumo di combustibile e suo massimo sfruttamento;
- 3) lunga durata nelle campagne di produzione, al fine di rendere minimo il costo del refrattario per Kg. di vetro prodotto.

La lavorazione automatica richiede forni a bacino; quelli a crogiolo sono quasi esclusivamente impiegati per piccole produzioni di vetri speciali. Sarà quindi su quel tipo di forno che fissiamo la nostra attenzione.

Studiando il forno a bacino, ciò che colpisce è il suo veramente basso rendimento termico. Riportiamo un recente esame eseguito su di un forno a bacino di grandi dimensioni, munito di rigeneratori, per il quale si ebbe la possibilità di controlli di lunga durata sia con funzionamento a gas povero che, successivamente, con nafta tipo C da forni: i dati ricavati si possono considerare come molto attendibili.

La produzione fu sempre di chilogrammi 3000/h. Nel bilancio termico, le calorie sono espresse in migliaia, per semplificare.

## Funzionamento a gas:

Fusione di Kg. 300 di vetro a 1430° = cal.	1495	12,5 %
Cal. asportate dal vetro fuso a 1350° uscente .	1200	10 %
Cal. asportate dai fumi a 391° di media . . .	4459	37,5 %
Totale calorie controllate in uscita . . . . .	7154	60 %
Cal. fornite al forno con		

Kg. 13130 di gas pov.	11889	100 %
Cal. perdute per irraggiamento del forno, diff.	4735	40 %
Per Kg. di vetro fuso, consumo specif. = cal.	3970	

## Funzionamento a nafta:

Fusione di Kg. 3000 di vetro a 1430° = calorie	1495	13,5 %
Cal. asportate dal vetro fuso a 1350° uscente .	1200	11 %
Cal. asportate dai fumi a 416° di media . . . .	3495	32,5 %
Tot. calorie controllate	6190	57 %
Cal. fornite al forno con Kg. 1150 di nafta . . .	10925	100 %
Cal. perdute per irraggiamento, per diff. . .	4735	43 %
Per Kg. di vetro fuso, consumo specif. = cal.	3650	eff.

Una discussione completa dei risultati porterebbe lontano. È evidente il basso rendimento lamentato in questi forni, quando si legge un 33 a 37 % di perdita ai fumi ed un 40 a 43 % per irraggiamento: quest'ultima perdita poi è la più sensibile, ed impressionante anche fisicamente a causa l'alta temperatura sviluppata attorno ai forni. Contro di essa è mobilitata la tecnica con tutte le sue risorse, ma data la caratteristica funzionale del forno = trasmissione di calore per irraggiamento ad alta temperatura = se non si trovano nuovi refrattari non vi sono molte speranze di vederne un'apprezzabile diminuzione.

Un mezzo indiretto per limitarne l'entità è di diminuire le superfici irraggianti con costruzioni compatte, a tendenza quadrata, poca profondità dei bacini e poche lunette, che caratterizzano le nuove progettazioni. Altro mezzo, aumentare le produzioni per mq. di bacino, con miglior sfruttamento della combustione. Quest'ultimo sistema involge però altri argomenti cui è interessante accennare.

Si osservi come la composizione, che galleggia od è miscelata a vetro fuso, sia un materiale altamente isolante ed in grado di assorbire tutto il calore irradiato ricevuto. In zona di fusione, si può ritenere che un mq. di superficie assorba circa 90.000 cal/h avendosi 1470° di temp. media fra volta e fiamme e 1100° sulla superficie del bagno misto vetro + composizione in trasformazione.

In corrispondenza della zona di affinaggio, avendo il vetro un basso coefficiente di assorbimento delle radiazioni calorifiche, si ritiene che con 1440° nel

vetro ed eguali condizioni nel forno, la trasmissione di calorie avvenga in ragione di 13.500 cal/mq.h.

Poichè, come detto, tutto il calore della zona fusione è assorbito dalla composizione, ne viene che tutto quello disperso dalle pareti del bacino bagiate dal vetro, più quello necessario per scaldare il vetro fuso alla temperatura di affinaggio, è fornito al più basso tasso di trasmissione.

Per migliorare quindi la produzione specifica del forno occorre agire nell'interno del forno stesso con tutti i sistemi che la teoria e la pratica possono suggerire, dei quali i più importanti sono indicati qui appresso.

Alimentazione del forno: l'introduzione di rilevanti dosi di composizione in «molte» spinte a mano sotto le fiamme è sostituita da caricatori automatici, atti a coprire il bagno con uno strato continuo di composizione che è spinto avanti senza interruzioni sulla massima superficie consentita da un successivo buon affinaggio. Vi sono molti tipi di infornatrici automatiche, che l'esperienza sta vagliando in quanto non tutti rispondono allo scopo.

L'alimentazione con bricchette di composizione compressa fornisce una forte rugosità, che aumenta in modo sensibile la superficie attiva e quindi il rendimento per mq., oltre a migliorare altri punti inerenti l'infornamento e cioè la quantità di composizione sollevata e dispersa dai vortici delle fiamme. Questo sistema non è molto diffuso, ma certamente è destinato a maggiormente estendersi.

Aumento del carico termico del forno: si hanno volte più basse del solito; talvolta, la bocca delle lunette è parte della volta stessa, nella sua parte superiore. La combustione è meglio studiata e le lunette sono più ampie, per poter convogliare maggiori quantitativi di aria onde poter consumare più combustibile in spazi più ridotti. Conseguenza di ciò è che si ha anche minor spessore di CO<sub>2</sub> nel forno e minor assorbimento delle radiazioni riflesse dalla volta da questo gas.

Aumento di temperatura delle fiamme, di conseguenza, con migliore rapporto fra le quarte potenze e maggior trasmissione di calore. Si è notato come fiamme luminose, a minor lunghezza d'onda, siano meglio adatte che non fiamme rosse, per cui, nei forni a gas, si brucia anche della nafta per fornire questa luminosità. Si hanno anche prove di ossi-

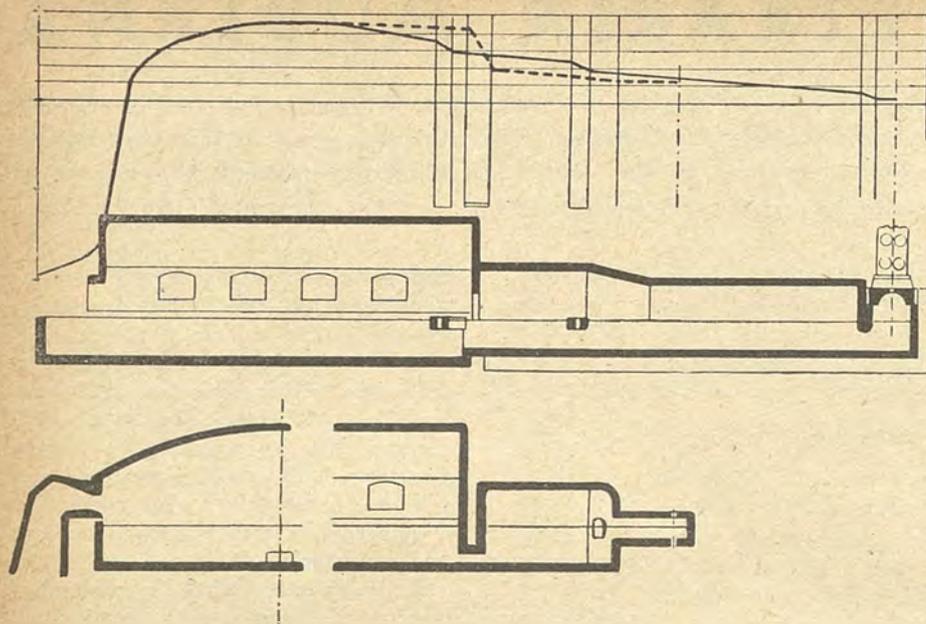


Fig. 1

genazione dell'aria di combustione, per poter aumentare il consumo di combustibile: il sistema pare assai promettente, ma richiede forni specialmente studiati ed atti a resistere.

È stato preconizzato di separare il bacino di fusione da quello di affinaggio, ed in Russia funzionerebbe con soddisfazione un forno così costruito, benchè a prima vista sembrerebbe che l'aumento della superficie delle pareti irraggianti non dovrebbe migliorare il bilancio termico generale.

È stato considerato il fatto che il vetro ha basso calore specifico, e quindi non abbisogna di molte calorie per essere riscaldato; per passare ad es. da 1250° a 1450° basta l'equivalente di 80 watts, energia elettrica facilmente trasmissibile nel bagno essendo esso conduttore a quelle temperature. Inoltre, scaldando con elettrodi immersi, per effetto Joule, il calore viene a svilupparsi dentro la massa stessa del vetro e cioè nelle migliori delle condizioni per avere un buon rendimento. Si hanno pratiche applicazioni del principio anche in Italia: il costo relativamente elevato dell'energia elettrica è compensato, pare ampiamente, dal rendimento termico conseguito.

Lo studio delle correnti convettive del vetro nei bacini è stato oggetto di molte ricerche, assai complesse per il variare contemporaneo, ma con leggi diverse, delle temperature e delle viscosità e densità dei vetri. Si è giunti a nomogrammi e formule abbastanza coincidenti con misure pratiche effettuate, in bacini funzionanti, con l'introduzione di ossidi radioattivizzati nella composizione. Si è constatato come l'andamento dei filetti fluidi costituisca delle correnti longitudinali e trasversali assai veloci. Ad esempio, in un bacino di ben 36

metri di lunghezza, in 10 ore si ha già arrivo di vetro fresco alla macchina più vicina all'informamento. Si è controllata la possibilità di prelevare vetro affinato già a bassa temperatura usufruendo delle correnti di ritorno, che hanno sede sul fondo dei bacini e che sono regolabili col pescaggio degli sbarramenti trasversali, risparmiando così parte del calore di affinaggio.

È stata così realizzata la possibilità di ottenere il vetro nel canale di levata già a temperatura vicina a quella di utiliz-

	Corhart : standard	Tipo ZAC	Fluxtite	Shamwa Mullite
Oss. allumina . . .	70%	50%	31%	66%
» sil. SiO <sub>2</sub> . . .	18-22%	11-13%	31%	32%
» zirconio . . .	—	34%	—	—
Densità appar. . . .	3,3	3,7	2,1	2,3
Temp. fusione . . .	1710°	1750°	1715°	1835°

zazione, senza canali di raffreddamento più o meno lunghi per portarlo alla gradazione di viscosità voluta. In tal modo, il vetro non esce più dal forno ad alta temperatura, 1350° ad esempio, ma già a 1200° e nel forno rimane il vetro caldissimo per facilitare l'affinaggio di quello proveniente dalla fusione.

In fig. 1 si ha una sezione schematica del forno classico per vetro in lastre, con diagramma della temperatura del vetro in linea piena, ed un elemento del forno munito di spout con le temperature in linea tratteggiata. Il vantaggio ottenuto è evidente.

Lo spout non è applicabile nel primo forno, dove per tutta la larghezza del canale occorre una temperatura esattamente eguale, pena l'impossibilità di produrre lastre intere: in questo caso speciale, si ha uno sbarramento fisso, in luogo dei travi galleggianti, che interessa tutta la larghezza del bacino, per avere lo stesso risultato.

Tutte le migliorie finora indicate portano però verso un maggior consumo dei refrattari, che sono sollecitati a temperature più elevate ed a moti convettivi del vetro più veloci. Un esame delle cause del consumo dei blocchi a contatto del vetro fece constatare come l'aggressività sia funzione della temperatura e delle reazioni chimiche e non, come si credeva, di una abrasione meccanica: la maggior usura di certi blocchi particolarmente esposti a vetro veloce è dovuta al maggior lavaggio con vetro aggressivo. In fig. 2 sono indicate le curve di dissociazione del carbonato di sodio, puro ed in presenza di diverse percentuali di SiO<sub>2</sub>, a titolo indicativo delle velocità delle reazioni fra i due composti.

La tecnica dei refrattari ha fornito prodotti nuovi. Il corhart standard è il capostipite di quelli in materiale fuso e colato, ed ha come antagonisti mullite e sillimanite lavorati in diversi modi e presentati da Case sotto diversi nomi. I comuni dati sui refrattari non dicono granchè su questi nuovi prodotti, in quanto mancano riferimenti alla resistenza contro l'aggressività: per alcuni di essi diamo egualmente qualche caratteristica:

Nonostante le grandi diversità di composizione, per questi ed altri materiali si hanno notizie di « performances » notevolissime, da ciò l'osservazione sulla relatività delle composizioni chimiche.

Notato che superfici scabre e giunti erano causa di un aumento del consumo, per l'aumento del vetro che tali imperfezioni generano, si sono costruiti i blocchi con grana assai fino ed alti come la parete del bacino, onde non avere che giunti verticali. Il blocco si potè meglio raffreddare, ma al livello del vetro il « coup de sabre », come espressivamente lo chiamano in Francia,

obbligava al cambio di tutto un blocco del quale il 75 % era ancora buono.

Si ritorna ora al vecchio sistema europeo dei diversi corsi sovrapposti, anche se il consumo del più alto è maggiore, realizzando sempre economie di almeno il 50 % rispetto al blocco unico.

In fig. 3 si ha il diagramma teorico del consumo di un blocco in un sol pezzo, a sinistra, ed a destra il profilo del consumo reale del blocco nonché quello per tre blocchi sovrapposti. La differenza è probabilmente dovuta al minor raffreddamento dato ai tre pezzi per la presenza dei giunti.

Teoria e pratica concordano nel fatto che per aumentare la resistenza dei refrattari occorre raffreddare: potendo « gelare » uno strato di vetro contro il refrattario, questo non si consumerebbe più. E non è detto che un giorno non si trovino dei blocchi di vetro quali refrattari posti in queste condizioni, o di silice posta in duplice funzione di refrattario e di materia prima.

Però, le calorie asportate dal vetro a mezzo dei refrattari, e trasmesse come già si vide a basso tasso di trasmissione, costano, per cui occorre vedere se è più economico disperdere calorie o consumare refrattario.

Tutte le pubblicazioni tecniche portano articoli su articoli sulla convenienza di isolare i forni, ma l'unico e definitivo, che citiamo su questo importante problema, è comparso sulla Rivista « Journal of the Society of Glass Technology » 1949, aprile, a firma F. Gould. Si ha lo studio di 9 fattori ed una formula risolutiva, che indica fino a qual punto è conveniente la ventilazione dei blocchi dei bacini. È interessante il raffreddamento se la durata è aumentata di molto, e meno se il tempo per la riparazione è breve e si ha cioè piccola perdita di produzione in rapporto alla durata; se il vetro è molto corrosivo e la durata del bacino piccola, l'influenza della fermata è forte e quindi il raffreddamento conveniente.

Le alte temperature si hanno però anche ai piedritti, volta, bocche e volta delle lunette, e primi corsi degli impilaggi dei rigeneratori, assieme alla concomitante azione dell'abrasione e dell'attacco chimico delle polveri trascinate dai fumi. In queste zone i nuovi refrattari hanno detronizzato la silice ed i silico-alluminosi, conseguendo durate rimarchevoli. Nei punti di maggior tormento si ha anche l'azione della ventilazione artificiale come per il bacino. Anche in queste zone pertanto non si può parlare di isolamenti termici per diminuire l'irraggiamento.

A titolo indicativo, per una buona ventilazione occorrono dai 350 ai 500 litri/sec. per metro di linea di livello da raffreddare; per il corhart si va dai 500 ai 1200 l/". Negli ugelli per ventilare punti speciali del forno si tiene

per solito una velocità di 12 a 16 m/'' all'aria, proporzionando ventilatore e condotti a questo dato.

Riprendendo l'esame del bilancio termico del forno di cui ci si è occupati all'inizio di queste note, per i rigeneratori si ebbero i dati seguenti (calorie in migliaia):

#### Funzionamento a gas:

Calorie nei fumi all'ingresso di rigeneratori	. 14000	100 %
Calorie utilizzate per risc.		
Kg. 13130 di gas a 1070°	= 3500	
Kg. 31882 di aria a 680°	= 5200	
Calorie totali di ricupero degli impilaggi	. . . . . 8700	62 %
Calorie perse ai fumi, come già indicato	. . . . . 4459	32 %
Calorie totali controllate	. 13159	94 %
Calorie perse per irraggiamento, per differenza	841	6 %

#### Funzionamento a nafta:

Calorie nei fumi all'ingresso dei rigeneratori	. 11000	100 %
Calorie utilizzate per risc.		
Kg. 32200 di aria a 905°	= 6690	61 %
Calorie perse ai fumi, come già indicato	. . . . . 3495	32 %
Calorie totali controllate	. 10185	93 %
Calorie perse per irraggiamento, per differenza	815	7 %

Gli impilaggi, separati per gas ed aria, funzionavano in parallelo con funzionamento a nafta.

Le temperature ottenute (medie) nei due casi per i fluidi non sono molto elevate, salvo che per il gas, per cui è da sopporre o in un impilaggio insufficiente oppure in impilaggi non in ordine.

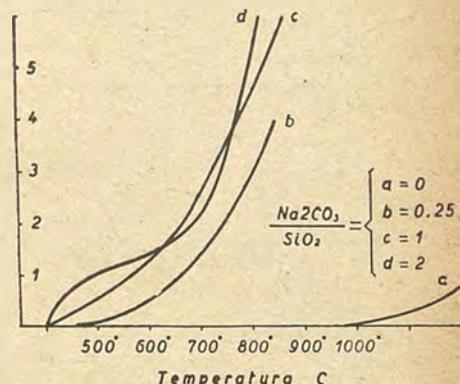
Avendosi ai gas uscenti dai forni temperature di circa 1250° si possono ottenere temperature dell'ordine di 1050° medie all'aria di combustione con rigeneratori ben proporzionati e dimensionati. A proposito di questo ricupero di calorie, si pone il problema della convenienza dei rigeneratori o degli scambiatori, sul quale si sta ritornando e che merita due parole.

Gli scambiatori forniscono aria a temperatura e peso costante indipendentemente dal tempo, avendo flusso unidirezionale e continuo, per cui (v. fig. 4) per un periodo di tempo, il quantitativo di calorie recuperato è proporzionale al rettangolo O M P Q. La combustione si può regolare in base al peso d'aria introdotto e mantenersi costante per tutto il periodo di funzionamento.

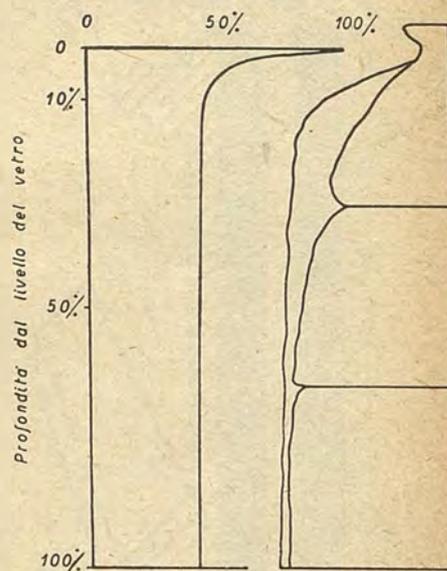
I rigeneratori forniscono aria a temperatura decrescente dall'inizio alla fine della durata dell'inversione; il peso d'aria inviato nel forno è pure proporzionale a questo andamento, per cui le calorie recuperate possono essere ritenute proporzionali alla curva O M N. Il peso d'aria introdotto variando continuamente, si ha che la regolazione del

combustibile dovrebbe pure essere continuamente modificata, in difetto di che deve essere regolata al punto corrispondente al valore S che rende eguali i due triangoli MRS e STN per lavorare nelle migliori condizioni. In ogni caso, il peso che si può bruciare di combusti-

Tensione di dissociazione  $Na_2CO_3$  in presenza di  $SiO_2$

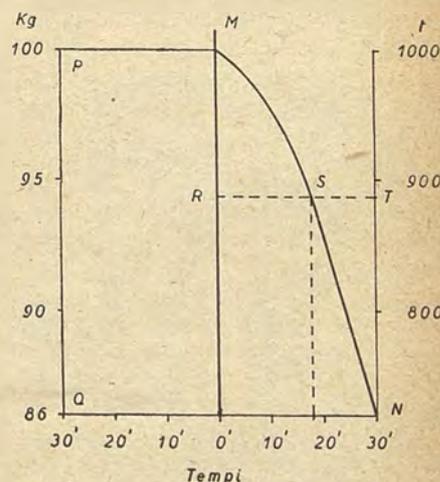


Usura blocco di refrattario ventilato



Erogazione aria allo

Scambiatore Rigeneratore



Figg. 2 - 3 - 4

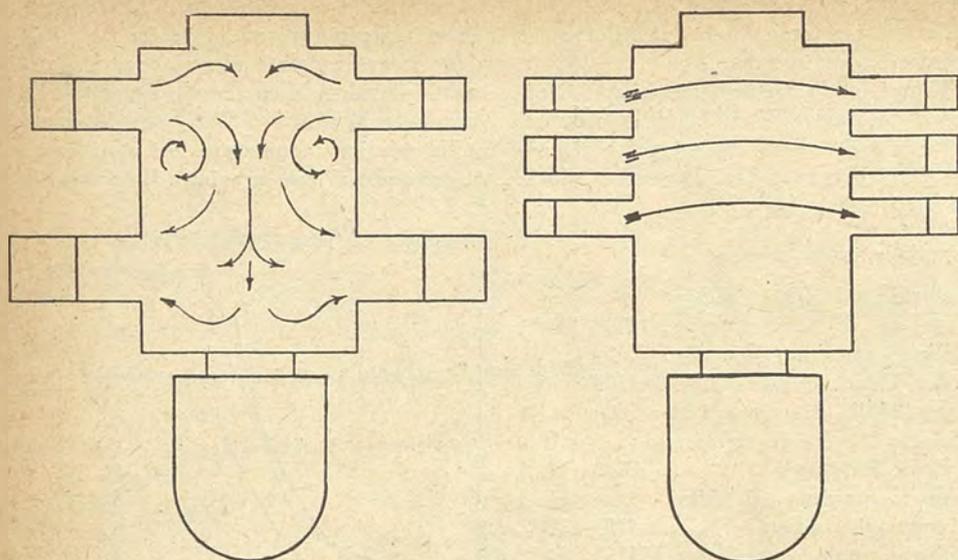


Fig. 5

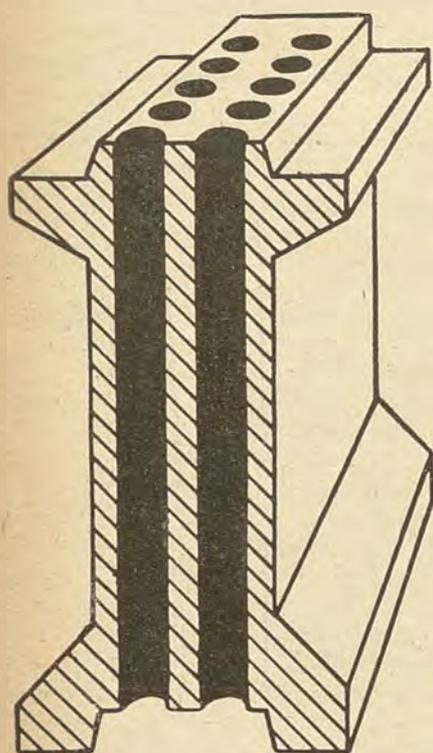
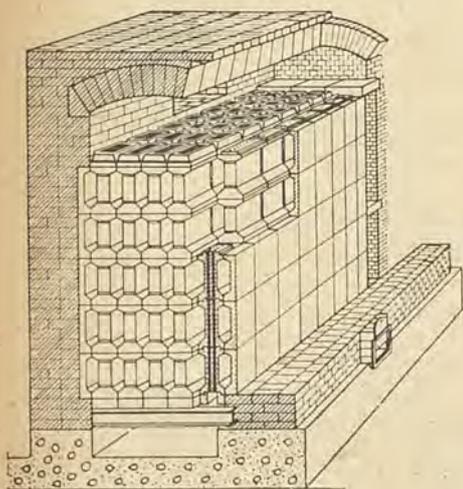


Fig. 6

Fig. 6 bis



bile è inferiore al massimo, corrispondente alle condizioni normali dello scambiatore.

In teoria, lo scambiatore è quindi più redditizio. Praticamente, la maggior semplicità costruttiva è a vantaggio del rigeneratore, che gode anche di molto favore presso alcuni tecnici per la sua distribuzione delle fiamme nel forno. In fig. 5 sono schematizzati due forni identici: le fiamme dello scambiatore, molto lunghe, si incontrano nel centro e formano vortici con distribuzione incerta dell'irraggiamento; quelle del rigeneratore si alternano su tutta la larghezza del forno ed in modo sicuro si possono regolare più o meno intense nelle zone desiderate. Lo scambiatore chiederebbe quindi una particolare messa a punto della fiamma in relazione al forno, e forni specialmente studiati per questo tipo di fiamma.

Vi è anche la questione della costruzione di scambiatori che assicurino una ottima tenuta fra l'aria che sale in leggera depressione ed i fumi che escono in depressione più forte, per evitare infiltrazioni. In fig. 6 un elemento di scambiatore che avrebbe dati ottimi risultati sotto questo aspetto.

Sono anche progettati scambiatori a tubi metallici, di piccolo ingombro, ma non è possibile con essi ottenere temperature superiori ai 600°; anche con impiego di acciai inossidabili, è difficile che si possa garantire una lunga durata ai tubi dato che i fumi hanno sempre ossido di sodio presente, e ne è facile l'ostruzione per le dimensioni limitate. Essi potrebbero essere usati quali preriscaldatori dell'aria o del gas, in serie con i normali recuperatori.

Quale che sia il tipo di recuperatore usato, i fumi usciranno dal forno sempre a temperature molto alte, costituendo una perdita sensibile, ed è logico provvedere per una utilizzazione delle calorie ancora disponibili. Nel caso del forno

finora esaminato, si ha una perdita oraria di quasi 3,5 milioni di cal/ora!

Convogliando i fumi in una caldaia produttiva vapore surriscaldato, calcolando 370° all'ingresso e 200° all'uscita, si possono ottenere circa 1500 Kg/h di vapore a 25 atm. Parte del vapore può servire in vetreria per servizi, ad es. di riscaldamento nafta, ai gassogeni, ma gran parte, circa 1000 Kg., potrebbe fornire un centinaio di Kw. se utilizzato in una turbina a condensazione, ricuperando tutt'altro che trascurabile.

La perdita di calorie verrebbe a ridursi dal 32,5 % a meno del 17 % cioè a cifra già meno importante.

Le caldaie di ricupero devono però avere requisiti speciali: dato il genere di fumi, occorrono costruzioni capaci di una auto-pulizia continua per mantenere costante il rendimento e la depressione richiesta all'attraversamento. I tipi costituiti da tubi tipo Green lisci dei vecchi economizzatori di una volta si prestano molto bene, presentando anche una limitata resistenza e non richiedendo quindi dispositivi speciali per il tiraggio e sua regolazione.

Circa i combustibili usati nei forni, la preferenza va verso quelli liquidi o gas ad elevato potere calorifico, come il metano. Un interessante studio in merito ai costi su diversi combustibili è comparso nel *Glass Industry* 1948 n. 3. Fra l'altro, notevole come la polverizzazione della nafta ad aria compressa sia più cara che col vapore. Sempre allo scopo di aver una perfetta combustione si hanno sistemi diversi di iniezione nel forno: in fig. 7 è schematizzato un bruciatore con due polverizzatori opposti, i cui getti si incontrano alla bocca della lunetta e sono investiti dall'aria di combustione. In fig. 8 si indica un polverizzatore, a sola spinta di nafta portata a 15-20 atm. di pressione, mobile e raffreddato ad acqua, che inietta la nafta dentro la corrente d'aria: esso va naturalmente ritirato durante l'inversione e viene invece fatto avanzare quello dell'altra lunetta se il forno è del tipo accennato. La posizione di questi polverizzatori retrattili può essere anche diversa, come si vede in fig. 9 dove è indicato il tipo « oilmaster » snodato, che automaticamente rota attorno al suo perno a seconda che vi è o no la pressione della nafta nel tubo e cioè è comandato dalla stessa inversione del forno.

Recentemente si ha anche un sistema di produzione di un semi-gas di nafta, ottenuto con parziale combustione in spazio separato in modo che i prodotti della semi-combustione siano poi investiti dall'aria dei recuperatori. In fig. 10 un forno a crogioli con questo tipo di bruciatore.

I risultati di queste migliorie possono essere indicati con il consumo specifico raggiunto: dalle 3400 alle 3200 cal/Kg.

per vetro molto affinato per lastre, e 2300 cal/Kg. per vetro da bottiglie. Le produzioni specifiche per mq. di bacino sarebbero, secondo una tabella americana, le seguenti:

anno 1919	=Kg. 650	durata forno	anni 2
» 1931	» 1000	»	» 1
» 1937	» 1500	»	» 1,5
» 1947	» 2200	senza indicazioni sulla durata dei forni.	

L'ultimo dato sembra ottimista ma non è da escludersi a priori.

Anche i forni a crogioli, nonostante la secolare esperienza, hanno avuti miglioramenti di riflesso di quelli a bacino. Si ha notizia di un forno per vetro Pyrex ed opalino costruito in Germania, a gas di gassogeno, con rigeneratori. È costituito da celle multiple, ciascuna per due crogioli e munita del sistema completo d'inversione, al fine di poter regolare la temperatura cella per cella al punto necessario. Sembrava che avesse una stabilità costruttiva incerta, data la grande complicazione di canali e camere che ne risulta, ma all'atto pratico il gioco delle dilatazioni non ha provocati risultati spiacevoli. Il consumo riscontrato sarebbe di gr. 490 di fossile da 7000 cal. per Kg. di vetro prodotto.

Nei forni elettrici non pare vi siano eccezionali progressi, e salvo nuovi forni costruiti in Spagna non vi sono nuove costruzioni segnalate. Nonostante l'alto rendimento ottenuto, il costo dell'energia elettrica non rende l'applicazione conveniente per grosse produzioni; anche il costo degli impianti è notevole. Inoltre, possibili arresti dovuti ad incidenti elettrici portano a gravi ripercussioni, perchè l'inerzia termica dei forni è meno grande di quanto sembra specie nei forni ad alta produzione specifica, causa l'importanza dei disperdimenti, e la conducibilità varia rapidamente con la temperatura del vetro. Pochi minuti di fermata possono essere quindi causa di notevoli fluttuazioni nella qualità del vetro prodotto.

La fusione del vetro con correnti ad alta frequenza è stata oggetto di studi, dei quali citiamo quello riportato sul « Bulletin de l'Institut du Verre » 1946 n. 1. I rendimenti sono assai bassi ed il costo delle installazioni molto rilevanti, per cui le possibilità sono limitate a forni da laboratorio. Si indica però nel testo una macchina funzionante con questo sistema destinata alla saldatura di tubi catodici che può essere capostipite di altre applicazioni assai interessanti.

Per finire, citiamo due tipi di forno che escono dalla normale concezione del bacino come è oggi costruito e che sono suscettibili di rivoluzionare la sua architettura od addirittura il modo di preparare ed ottenere il vetro fuso.

In Steklo i Keramika-URSS-anno 1948 n. 1 si ha notizia del forno SKP nel quale il bacino di fusione è sostituito da piani inclinati, sui quali la compo-

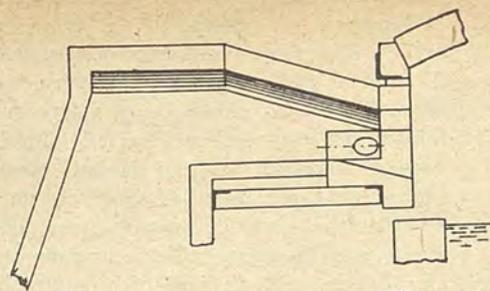


Fig. 7

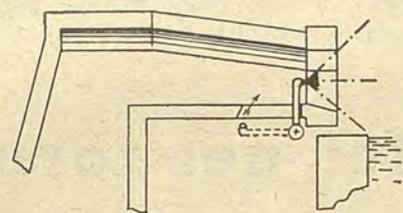
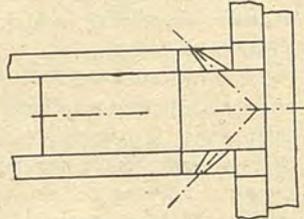


Fig. 9

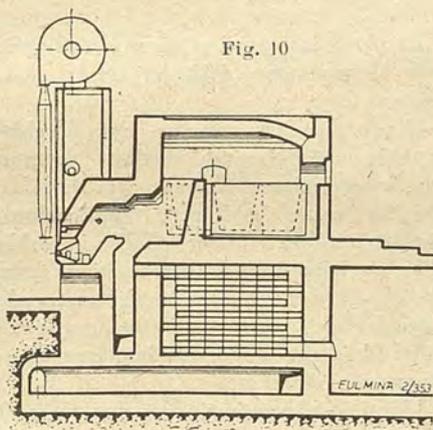


Fig. 10

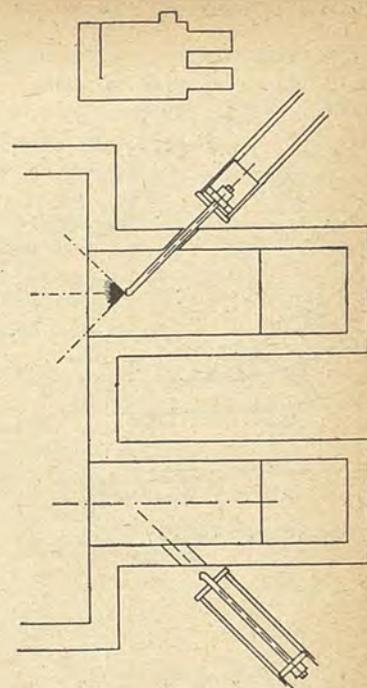


Fig. 8

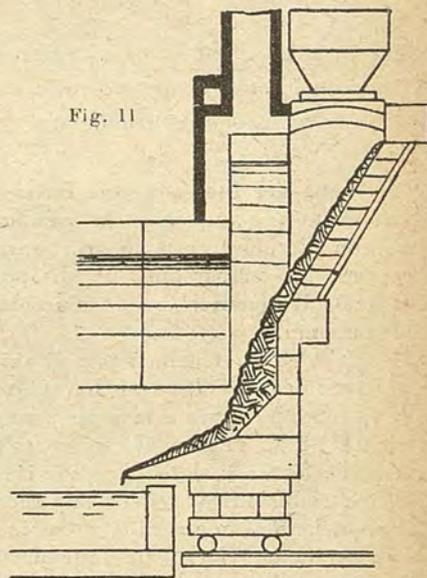


Fig. 11

sizione è investita dai fumi uscenti dal bacino di affinaggio (v. fig. 11 con lo schema del forno). Difficile è stato il trovare la giusta inclinazione, corrispondente al massimo rendimento del forno; in compenso, questa superficie assorbirebbe 200.000 cal/mq.h. e cioè tre volte tanto quella di un forno normale nelle stesse condizioni di temperatura. Il forno, con due canali inclinati di metri 3,50 x 1 fonderebbe Kg. 1680 di vetro all'ora con utilizzazione di fumi a 1350°; il vetro colerebbe nel bacino di affinaggio, dove sarebbero posti i bruciatori.

L'altro tipo, di cui si possono trovare notizie sul *Glass Industry* 1948 n. 11-12, 1949 n. 1-9 sfrutta l'osservazione che, in determinate concentrazioni e temperature, soda e fondenti attaccano la silice producendo vetro con tenori di SiO<sub>2</sub> proporzionali al tempo e velocità di contatto. Facendo quindi colare questi

reagenti in una specie di altoforno contenente silice in pezzi, dal basso colerebbe un vetro dalle caratteristiche desiderate e modificabili con regolazioni sulle temperature di reazione. Si tratta di un capovolgimento del concetto della preparazione del vetro con dosature ben definite a priori e sarà interessante seguire lo svolgimento del procedimento, che attuerebbe la produzione con rendimenti certamente molto superiori agli odierni.

Esaminate così in succinto le moderne vedute sui forni, sarebbe necessario un cenno sui sistemi di controllo adottati, ma l'argomento è vasto e lo spazio disponibile insufficiente per un esposto un po' completo. Accenniamo quindi brevemente al fatto che, con le alte temperature in gioco, i pirometri a coppia termoelettrica sono sempre influenzati dagli irraggiamenti e quindi non danno

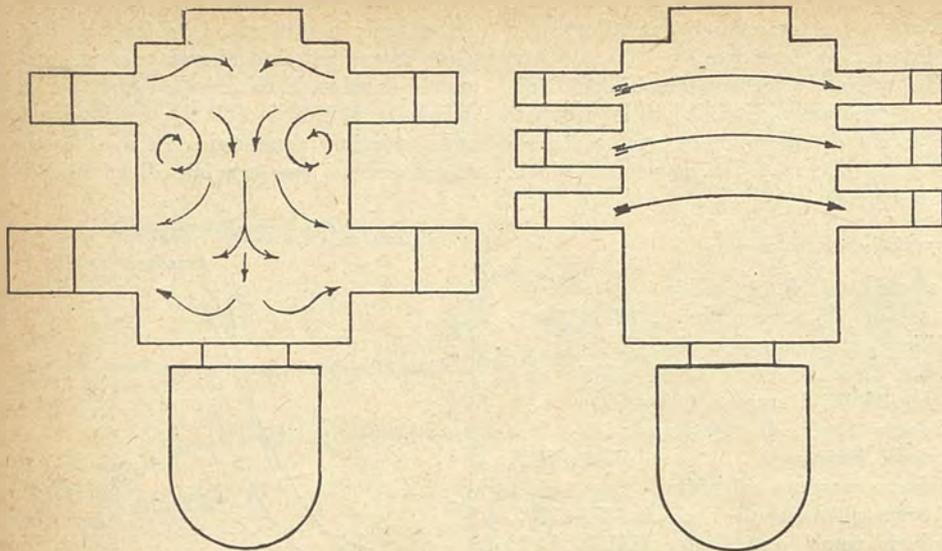


Fig. 5

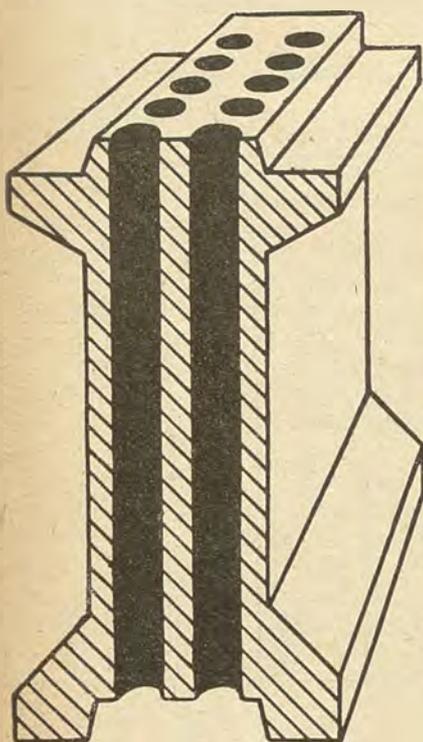
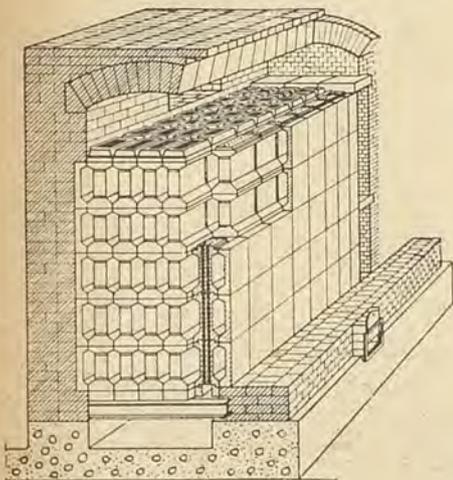


Fig. 6

Fig. 6 bis



bile è inferiore al massimo, corrispondente alle condizioni normali dello scambiatore.

In teoria, lo scambiatore è quindi più redditizio. Praticamente, la maggior semplicità costruttiva è a vantaggio del rigeneratore, che gode anche di molto favore presso alcuni tecnici per la sua distribuzione delle fiamme nel forno. In fig. 5 sono schematizzati due forni identici: le fiamme dello scambiatore, molto lunghe, si incontrano nel centro e formano vortici con distribuzione incerta dell'irraggiamento; quelle del rigeneratore si alternano su tutta la larghezza del forno ed in modo sicuro si possono regolare più o meno intense nelle zone desiderate. Lo scambiatore chiederebbe quindi una particolare messa a punto della fiamma in relazione al forno, e forni specialmente studiati per questo tipo di fiamma.

Vi è anche la questione della costruzione di scambiatori che assicurino una ottima tenuta fra l'aria che sale in leggera depressione ed i fumi che escono in depressione più forte, per evitare infiltrazioni. In fig. 6 un elemento di scambiatore che avrebbe dati ottimi risultati sotto questo aspetto.

Sono anche progettati scambiatori a tubi metallici, di piccolo ingombro, ma non è possibile con essi ottenere temperature superiori ai 600°; anche con impiego di acciai inossidabili, è difficile che si possa garantire una lunga durata ai tubi dato che i fumi hanno sempre ossido di sodio presente, e ne è facile l'ostruzione per le dimensioni limitate. Essi potrebbero essere usati quali preriscaldatori dell'aria o del gas, in serie con i normali recuperatori.

Quale che sia il tipo di recuperatore usato, i fumi usciranno dal forno sempre a temperature molto alte, costituendo una perdita sensibile, ed è logico provvedere per una utilizzazione delle calorie ancora disponibili. Nel caso del forno

finora esaminato, si ha una perdita oraria di quasi 3,5 milioni di cal/ora!

Convogliando i fumi in una caldaia produttore vapore surriscaldato, calcolando 370° all'ingresso e 200° all'uscita, si possono ottenere circa 1500 Kg/h di vapore a 25 atm. Parte del vapore può servire in vetreria per servizi, ad es. di riscaldamento nafta, ai gassogeni, ma gran parte, circa 1000 Kg., potrebbe fornire un centinaio di Kw. se utilizzato in una turbina a condensazione, ricupero tutt'altro che trascurabile.

La perdita di calorie verrebbe a ridursi dal 32,5 % a meno del 17 % cioè a cifra già meno importante.

Le caldaie di ricupero devono però avere requisiti speciali: dato il genere di fumi, occorrono costruzioni capaci di una auto-pulizia continua per mantenere costante il rendimento e la depressione richiesta all'attraversamento. I tipi costituiti da tubi tipo Green lisci dei vecchi economizzatori di una volta si prestano molto bene, presentando anche una limitata resistenza e non richiedendo quindi dispositivi speciali per il tiraggio e sua regolazione.

Circa i combustibili usati nei forni, la preferenza va verso quelli liquidi o gas ad elevato potere calorifico, come il metano. Un interessante studio in merito ai costi su diversi combustibili è comparso nel *Glass Industry* 1948 n. 3. Fra l'altro, notevole come la polverizzazione della nafta ad aria compressa sia più cara che col vapore. Sempre allo scopo di aver una perfetta combustione si hanno sistemi diversi di iniezione nel forno: in fig. 7 è schematizzato un bruciatore con due polverizzatori opposti, i cui getti si incontrano alla bocca della lunetta e sono investiti dall'aria di combustione. In fig. 8 si indica un polverizzatore, a sola spinta di nafta portata a 15-20 atm. di pressione, mobile e raffreddato ad acqua, che inietta la nafta dentro la corrente d'aria: esso va naturalmente ritirato durante l'inversione e viene invece fatto avanzare quello dell'altra lunetta se il forno è del tipo accennato. La posizione di questi polverizzatori retrattili può essere anche diversa, come si vede in fig. 9 dove è indicato il tipo « oilmaster » snodato, che automaticamente rota attorno al suo perno a seconda che vi è o no la pressione della nafta nel tubo e cioè è comandato dalla stessa inversione del forno.

Recentemente si ha anche un sistema di produzione di un semi-gas di nafta, ottenuto con parziale combustione in spazio separato in modo che i prodotti della semi-combustione siano poi investiti dall'aria dei recuperatori. In fig. 10 un forno a crogioli con questo tipo di bruciatore.

I risultati di queste migliorie possono essere indicati con il consumo specifico raggiunto: dalle 3400 alle 3200 cal/Kg.

per vetro molto affinato per lastre, e 2300 cal/Kg. per vetro da bottiglie. Le produzioni specifiche per mq. di bacino sarebbero, secondo una tabella americana, le seguenti:

anno 1919	=	Kg. 650	durata	forno	anni	2
» 1931	»	1000	»	»	»	1
» 1937	»	1500	»	»	»	1,5
» 1947	»	2200	senza indicazioni sulla durata dei forni.			

L'ultimo dato sembra ottimista ma non è da escludersi a priori.

Anche i forni a crogioli, nonostante la secolare esperienza, hanno avuti miglioramenti di riflesso di quelli a bacino. Si ha notizia di un forno per vetro Pyrex ed opalino costruito in Germania, a gas di gassogeno, con rigeneratori. È costituito da celle multiple, ciascuna per due crogioli e munita del sistema completo d'inversione, al fine di poter regolare la temperatura cella per cella al punto necessario. Sembrava che avesse una stabilità costruttiva incerta, data la grande complicazione di canali e camere che ne risulta, ma all'atto pratico il gioco delle dilatazioni non ha provocati risultati spiacevoli. Il consumo riscontrato sarebbe di gr. 490 di fossile da 7000 cal. per Kg. di vetro prodotto.

Nei forni elettrici non pare vi siano eccezionali progressi, e salvo nuovi forni costruiti in Spagna non vi sono nuove costruzioni segnalate. Nonostante l'alto rendimento ottenuto, il costo dell'energia elettrica non rende l'applicazione conveniente per grosse produzioni; anche il costo degli impianti è notevole. Inoltre, possibili arresti dovuti ad incidenti elettrici portano a gravi ripercussioni, perchè l'inerzia termica dei forni è meno grande di quanto sembra specie nei forni ad alta produzione specifica, causa l'importanza dei disperdimenti, e la conducibilità varia rapidamente con la temperatura del vetro. Pochi minuti di fermata possono essere quindi causa di notevoli fluttuazioni nella qualità del vetro prodotto.

La fusione del vetro con correnti ad alta frequenza è stata oggetto di studi, dei quali citiamo quello riportato sul « Bulletin de l'Institut du Verre » 1946 n. 1. I rendimenti sono assai bassi ed il costo delle installazioni molto rilevanti, per cui le possibilità sono limitate a forni da laboratorio. Si indica però nel testo una macchina funzionante con questo sistema destinata alla saldatura di tubi catodici che può essere capostipite di altre applicazioni assai interessanti.

Per finire, citiamo due tipi di forno che escono dalla normale concezione del bacino come è oggi costruito e che sono suscettibili di rivoluzionare la sua architettura od addirittura il modo di preparare ed ottenere il vetro fuso.

In Steklo i Keramika-URSS-anno 1948 n. 1 si ha notizia del forno SKP nel quale il bacino di fusione è sostituito da piani inclinati, sui quali la compo-

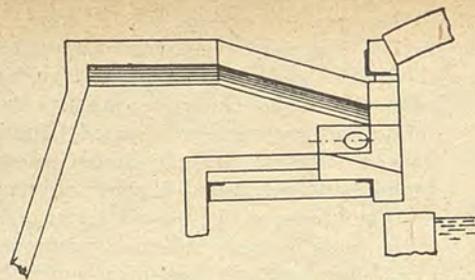


Fig. 7

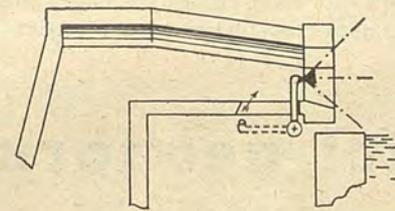


Fig. 9

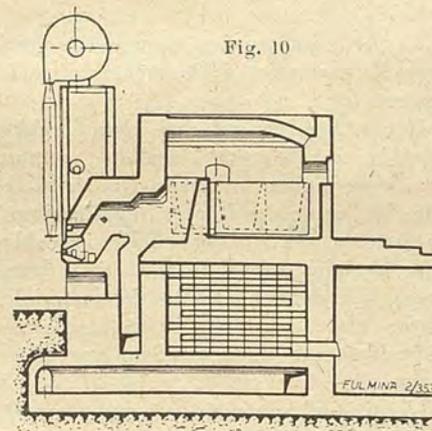


Fig. 10

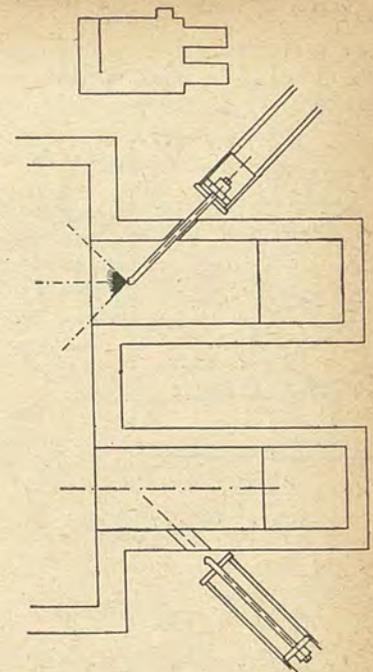


Fig. 8

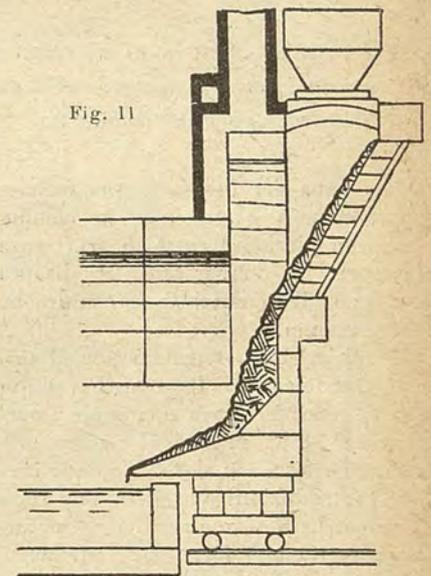


Fig. 11

sizione è investita dai fumi uscenti dal bacino di affinaggio (v. fig. 11 con lo schema del forno). Difficile è stato il trovare la giusta inclinazione, corrispondente al massimo rendimento del forno; in compenso, questa superficie assorbirebbe 200.000 cal/mq.h. e cioè tre volte tanto quella di un forno normale nelle stesse condizioni di temperatura. Il forno, con due canali inclinati di metri 3,50 x 1 fonderebbe Kg. 1680 di vetro all'ora con utilizzazione di fumi a 1350°; il vetro colerebbe nel bacino di affinaggio, dove sarebbero posti i bruciatori.

L'altro tipo, di cui si possono trovare notizie sul *Glass Industry* 1948 n. 11-12, 1949 n. 1-9 sfrutta l'osservazione che, in determinate concentrazioni e temperatura, soda e fondenti attaccano la silice producendo vetro con tenori di SiO<sub>2</sub> proporzionali al tempo e velocità di contatto. Facendo quindi colare questi

reagenti in una specie di altoforno contenente silice in pezzi, dal basso colerebbe un vetro dalle caratteristiche desiderate e modificabili con regolazioni sulle temperature di reazione. Si tratta di un capovolgimento del concetto della preparazione del vetro con dosature ben definite a priori e sarà interessante seguire lo svolgimento del procedimento, che attuerebbe la produzione con rendimenti certamente molto superiori agli odierni.

Esaminate così in succinto le moderne vedute sui forni, sarebbe necessario un cenno sui sistemi di controllo adottati, ma l'argomento è vasto e lo spazio disponibile insufficiente per un esposto un po' completo. Accenniamo quindi brevemente al fatto che, con le alte temperature in gioco, i pirometri a coppia termoelettrica sono sempre influenzati dagli irraggiamenti e quindi non danno

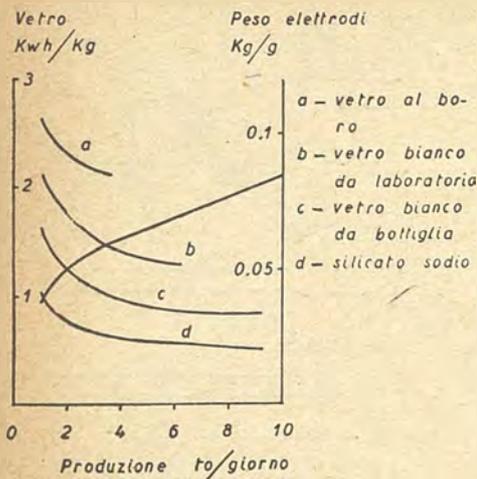


Fig. 12

indicazioni su temperature di un punto desiderato; ad esempio, per avere la precisa e costante temperatura del vetro, il sistema migliore è di immergervi un tubo di quarzo chiuso e puntarvi sul fondo l'ardometro. Per i gas ed i fumi, occorre aspirarli in tubi isolati misurando la temperatura di coni refrattari posti nell'interno. Le coppie termo-elettriche sono soggette ad invecchiamento ed è necessario un periodico controllo volendo avere dati comparabili in lunghi periodi di tempo.

Il livello del vetro si misura otticamente, con cannocchiale graduato che, sfruttando la superficie specchiante del vetro, controlla la variazione di un'immagine riflessa di un punto di mira posto all'altra estremità del bacino: il sistema raddoppia la sensibilità della misura ed è assai pratico. Si hanno pure misuratori continui automatici costituiti

da galleggianti e leve, con contatti elettrici di segnalazione. Questi possono essere integrati da relais che influenzano la velocità di alimentazione delle inforatrici, onde avere una regolazione automatica.

Si può pensare ad una regolazione anche più complessa, facendo intervenire i pirometri sull'erogazione di combustibile ed i registratori di CO<sub>2</sub> sull'aria di combustione, onde portarsi verso la totale regolazione del forno con automatismi. Dato però il numero dei fattori in gioco, il problema è di soluzione molto complessa e non pare si possa giungere ad una soddisfacente soluzione con i sistemi finora disponibili, anche perchè il forno, producendo, si consuma e quindi cambia pian piano le sue caratteristiche.

OTTORINO BENEDETTINI.

## Ricuperi termici nei forni per laterizi

Si descrive un metodo di ricupero termico adatto a far conseguire importanti economie di combustibile nell'esercizio dei forni da laterizi e fondato sulla sostituzione di una parte dell'eccesso d'aria con gas combustivi opportunamente prelevati. Tale metodo è adottabile non soltanto per le comuni fornaci Hoffmann, ma anche per i moderni forni a tunnel.

Nella zona del fuoco in una fornace Hoffmann non è possibile la combustione con piccolo eccesso di aria senza sorpassare la temperatura al disopra della quale il materiale cotto subirebbe deterioramento.

Ciò spiega come la percentuale di anidride carbonica nei fumi anche subito dopo la zona del fuoco non supera normalmente 7-8 %, mentre al camino tale percentuale discende al 3-4 % per le inevitabili introduzioni di aria da tale zona al camino. La notevole perdita al camino che ne deriva può fortemente attenuarsi sostituendo nella zona del fuoco alla massa inerte dell'aria, avente il solo scopo di non permettere temperature superiori a quella di cottura, una parte dei prodotti della combustione, i quali, entrando ripetutamente in ciclo non danno più luogo alla perdita di calore, che invece compete all'eccesso di aria che continuamente si rinnova.

È poi anche evidente la possibilità di ottenere una corsa del fuoco maggiore di quella che è consentita dalla sola installazione di un ventilatore alla base del camino, sia pure assai potente; infatti, aumentando la potenza del ventilatore, e quindi l'aspirazione dei gas, aumenta pure la depressione nell'interno delle varie camere; ne segue perciò che l'aria fredda dell'ambiente tende ad entrare in maggior copia sia dalle bocchette, non mai perfettamente ermetiche, sia dalle murature, specialmente se — come accade di solito — non sono queste prive di screpolature.

La perdita al camino viene così a limitare il vantaggio della maggiore aspirazione.

Il processo ora spiegato non darebbe tuttavia soddisfacenti risultati se non fosse accoppiato a quello già noto, e che ha avuto molteplici applicazioni, consistente nel ricupero dell'aria calda che, specialmente nei forni corti, in gran copia esce dalla bocchetta del materiale cotto, onde provvedere al necessario raffreddamento del medesimo per effettuarne la estrazione.

L'entità del vantaggio dei due ricuperi sarà tanto maggiore nei forni corti a parità di altre circostanze, rispetto ai forni lunghi.

Il metodo di ricupero dell'aria, noto già da tempo, non si è generalizzato perchè l'aria prelevata dalle camere di raffreddamento tende a passare in minore quantità nella zona del fuoco, ritardando così il processo di avanzamento del fuoco stesso.

Adottando invece i due sistemi di ricupero tale inconveniente più non sussiste e l'aria che dovrebbe trovarsi in eccesso nella zona del fuoco viene in quantità opportuna sostituita dal fumo.

Ora, il ricupero dell'aria non solo ha grande importanza dal punto di vista dell'economia di combustibile, ma soprattutto da quello della qualità del materiale sfornato. Infatti una preventiva essiccazione di tale materiale nelle apposite celle del materiale crudo, rende assai più uniforme la cottura e conseguentemente la colorazione del mate-

riale finito; quindi, a parità di materiale sfornato e di consumo di combustibile, permette l'infornamento di materiale più umido.

La figura dà una chiara idea del come due ricuperi possano essere contemporaneamente realizzati. Si tratta di una fornace di 16 camere indicate con numeri progressivi. Un unico canale indicato nella fig. con a, b, c, d, e, mediante apposite serrande disimpegna la doppia funzione di convogliare sia l'aria che il fumo. Il ventilatore A disposto sulla volta del forno aspira il fumo, mentre un secondo ventilatore B collocato su carrello mobile aspira l'aria dalle porte di servizio e si sposta, dopo aver compiuta la sua funzione, da una porta a quella successiva. È facile comprendere il funzionamento del sistema.

Si supponga che i gas circolanti procedano come di solito nel senso della freccia, che il fuoco si effettui nelle camere 6-7 e che quindi le camere avanti il fuoco: 8, 9, 10, 11, 12 contengano materiale crudo, e quelle dietro il fuoco: 16, 1, 2, 3, 4, 5 materiale cotto. Nella camera 15 il materiale viene sfornato, in quella 13 caricato, infine la camera 14 è vuota.

L'aria di ricupero viene prelevata dalla camera 1 mediante la cuffia metallica apposta C, percorre il tratto a, b, c, di ricupero e, attraverso la cuffia D, si dirige nei canali della camera 12 compiendo in tale camera la sua funzione essiccatrice per poi essere aspirata dal ventilatore B.

Il fumo viene aspirato dal collettore del fumo, mediante il ventilatore A e spinto nel canale di cottura attraverso il tratto di canale f, la cuffia E e la fila di bocchette a tale cuffia sottostante.

Praticamente, anziché un solo canale per i ricuperi dell'aria e del fumo, converrà adottare due canali adiacenti affinché l'aria e il fumo possano essere introdotti sempre nella zona calda del forno ottenendo così non solo il vantaggio di un minor raffreddamento dei due fluidi, ma anche quello di una maggiore facilità di condotta dell'impianto di ricupero.

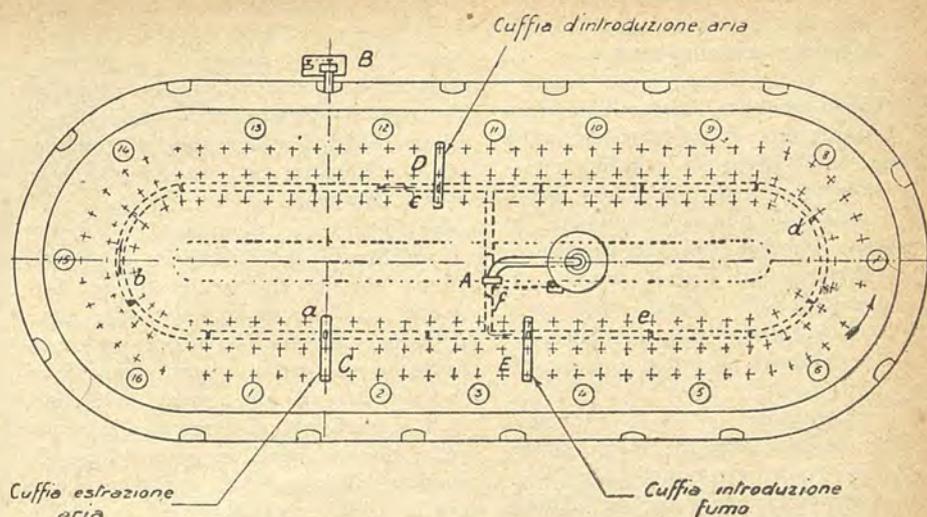
Si consegue pure la possibilità di far penetrare sotto pressione a monte della zona del fuoco non solo fumo, ma anche nei forni ove ciò può dimostrarsi efficace, una miscelanza di aria e di fumo, o anche solo aria.

Per non ostacolare il movimento dell'aria lungo il forno, anzi per agevolarlo allorché si proceda al ricupero del fumo, basterà che il fumo stesso sia introdotto attraverso dei tubi di lamiera sottile e quindi di facile rimozione e sagomati in modo che il fluido uscente abbia la direzione del movimento dell'aria comburente.

Il fumo poi, anziché dal collettore che lo dirige al camino, può essere agevolmente prelevato mediante apposita cuffia a valle della zona del fuoco, in corrispondenza della prima valvola che, a normale funzionamento del forno, deve rimanere aperta e che invece, ricuperando il fumo, dovrà rimanere chiusa.

Per rendere uniforme il tiraggio in tutta la camera di prelevamento, si potrà far uso di appositi tubi di presa.

La uniformità di essiccazione può pure facilmente ottenersi facendo pervenire — mediante l'introduzione di appositi tubi nelle bocchette — l'aria nella camera di essiccazione, non più nella parte superiore ma in una zona tale da ottenere lo scopo voluto.



I ricuperi di calore, cui si è accennato per i forni Hoffmann, possono anche effettuarsi nei forni a tunnel. Tali forni, forse a torto, non hanno avuto in Italia pratica applicazione. È vero infatti che l'economia di combustibile in essi raggiungibile, pur confrontandoli con i forni Hoffmann normali, cioè senza i ricuperi sopra specificati, è relativamente piccola; cioè dell'ordine del 10-15 %, vi sono però altre circostanze che ne consigliano l'impiego.

Vantaggio principale sta nella possibilità di ottenere, grazie ad una cottura uniforme, prodotti di primissima qualità e senza scarti.

Altri vantaggi consistono nell'economia di mano d'opera, bastando un solo uomo per il loro funzionamento, nella possibilità dello scarico del materiale completamente meccanizzato, ed infine nella tenuità delle spese di manutenzione. Il costo, però, d'installazione, data la loro grande lunghezza, è notevolmente elevato. Tale inconveniente sembra assai attenuato nel forno « a cir-

colazione proporzionale trasversale » e messo a punto dalla *International Ceramic Engineering*. In tale forno anziché i gas combusti si fa ricircolare l'aria che ha servito al raffreddamento del materiale cotto e la ricircolazione, anziché effettuarsi longitudinalmente, come nei forni usuali, si effettua lateralmente lungo la zona di preriscaldamento. Sembra che così si ottenga una temperatura uniforme nelle varie sezioni preriscaldate e quindi la possibilità di un accorciamento della detta zona.

La diminuzione della lunghezza del forno è pure realizzata mediante un raffreddamento rapido del materiale, subito dopo la sua cottura. Ciò è possibile perché da recenti esperienze è risultato che, quando il materiale è allo stato viscoso, non sono da temersi le deformazioni dovute al raffreddamento ad alta temperatura. Al raffreddamento rapido deve però seguire un periodo di lento raffreddamento.

GUGLIELMO PIPERNO.

## L'impiego del metano nei forni ad alta temperatura, con particolare riferimento ai forni rotanti da cemento

*Ritenuta di pratico ed attuale interesse una messa a punto critica, sotto l'aspetto termotecnico dell'impiego del metano quale combustibile, l'A. la sviluppa mettendo in evidenza pregi ed inconvenienti di tale adozione, con particolare riguardo alla combustione nei forni rotanti.*

### I - Premessa.

A tutt'oggi l'impiego dei gas metaniferi naturali nei forni ad alta temperatura ed in particolare in quelli rotanti da cemento, sia in Italia che (per quanto ci risulta) in Europa è ai suoi primissimi esordi, mentre in merito allo stesso impiego in America non siamo tuttora

venuti in possesso di risultati probativi, specialmente dal punto di vista dell'economia dei consumi.

Ci sembra pertanto che non sia facile al presente dare un sicuro giudizio tecnico sull'impiego in oggetto, mentre invece quest'ultimo si presenta per noi quanto mai di attualità, dato lo sviluppo

sempre più industrialmente promettente che sta assumendo in Italia la produzione e la distribuzione del metano.

Riteniamo dunque che possa risultare di interesse pratico una messa a punto critica dell'argomento sotto l'aspetto strettamente termotecnico.

## II - Principali caratteristiche di impiego del metano nei forni ad alta temperatura.

Dobbiamo anzitutto fissare alcuni principi termotecnici la cui conoscenza è realmente indispensabile per una razionale impostazione dei problemi specifici connessi all'impiego in esame. Una trattazione generale di tali principi è stata effettuata dall'A. nel numero di settembre 1948 della rivista « La Termotecnica »: in questa sede esponiamo invece le seguenti considerazioni particolari.

Con riferimento ad un dato combustibile, denominiamo tecnologie termiche ad alta temperatura quelle che richiedono temperature (massime) di elaborazione dei materiali da trattare circa uguali a quelle massime ottenibili nei focolari impiegando il dato combustibile nelle condizioni « normali », quali più sotto specificate.

In altre parole, riteniamo che da un punto di vista termotecnico-industriale, il concetto di « alta temperatura » più che in senso assoluto debba essere considerato relativamente al combustibile d'impiego, in riferimento cioè alla maggiore o minore possibilità pratica di conseguire la temperatura richiesta con il combustibile disponibile.

Facciamo infatti presente che dalla combustione di un qualsiasi combustibile si ottengono in sostanza non già direttamente delle Calorie, bensì dei prodotti (gassosi e solidi) portatori di Calorie. E quanto più grande è la capacità termica dei suddetti prodotti, tanto minore sarà la temperatura delle Calorie portate (a parità di queste ultime).

Prescindendo dalla capacità termica dei prodotti solidi (che è praticamente trascurabile anche con gli usuali combustibili solidi, ed a maggior ragione quindi per quelli gassosi che qui più ci interessano), precisiamo in merito che la capacità termica complessiva dei prodotti della combustione, con buona approssimazione industriale si può ritenere all'incirca proporzionale al volume (riferito alla stessa temperatura e pressione) dei soli prodotti gassosi, prodotti che per brevità denominiamo « fumo ».

Ne deriva che quanto maggiore è il rapporto: « Calorie portate/fumo prodotto », tanto più elevata sarà la temperatura ottenibile con il combustibile corrispondente.

Chiamiamo detto rapporto: « indice di qualità » (= Cal/mc), ed aggiungiamo che tale indice può essere « normale » o « corretto ».

L'indice « normale » è numericamente dato dal potere calorifico inferiore effettivo rapportato al volume (a 0 °C e 760 mm col. Hg) del fumo prodotto, supponendo di impiegare il solo quantitativo di aria (atmosfera) stechiometricamente necessaria per l'ossidazione

completa del combustibile. Invece l'indice « corretto » sarà quello di fatto risultante dalla adozione di quei qualsiasi artifici correttivi (di cui più sotto) che riescano comunque a maggiorare il valore dell'indice normale, sia aumentando il numeratore, sia diminuendone il denominatore.

L'aumento del numeratore si effettua di solito preriscaldando sia il combustibile che il comburente, ovvero fornendo apporti supplementari di calore al bilancio termico, della tecnologia considerata a mezzo di sorgenti calorifiche caratterizzate da più elevati indici normali in confronto al combustibile in oggetto (fra le quali in primo luogo la energia elettrica, che, analogamente a quella di preriscaldamento, ha indice infinito). Mentre la diminuzione del denominatore si ottiene perfezionando gli impianti di combustione in modo da realizzare la combustione praticamente completa con il minimo possibile eccesso d'aria (cioè volume minimo di fumo), o arricchendo l'aria con apporto di ossigeno, o addirittura utilizzando ossigeno puro, o ricorrendo alla combustione sotto pressione che (fra l'altro) permette appunto di ridurre sensibilmente l'eccesso d'aria.

Ad ogni indice di qualità (sia esso normale o corretto, e riferentesi a combustibili qualsiasi) corrisponderà per-

di impianto e di gestione entro limiti economicamente accettabili.

Oltre all'indice di qualità, per mettere praticamente a fuoco il comportamento di una qualsiasi sorgente calorifica nei forni ad alta temperatura, occorre anche ricordare che la trasmissione del calore dal fumo al materiale da elaborare, si effettua pressochè esclusivamente per convezione dai gas mono e bi-atomici presenti nel fumo, mentre invece dalla  $CO_2$ ;  $H_2O$ ;  $SO_2$  e particelle solide in sospensione nel fumo essa si verifica anche per irradiazione ed in misura tanto più elevata rispetto alla convezione quanto più alta è la temperatura in gioco.

Nel caso specifico dei gas metaniferi naturali, precisiamo che il corrispondente indice normale è sensibilmente più basso degli altri usuali combustibili industriali, malgrado che i metaniferi abbiano un elevatissimo potere calorifico inferiore (ca. 8300 Cal/mc a 15 °C e 760 mm col. Hg): e questo si spiega considerando che il metano è il più stabile degli idrocarburi e quindi assorbe molto calore per poter scindersi nei suoi costituenti elementari (C ed H) all'atto della combustione.

Elenchiamo di seguito alcuni tipici combustibili puri od industriali, indicando per ognuno il valore dell'indice di qualità normale:

CO al 100 % . . . . .	1055 Cal/mc
$C_2H_4$ al 100 % . . . . .	915 »
C al 100 % . . . . .	910 »
$H_2$ al 100 % . . . . .	895 »
$CH_4$ al 100 % . . . . .	815 »
gas d'acqua al 40 % $CO+50\% H_2$ . . . . .	930 »
nafta da forni al 9 % $H+86\% C$ . . . . .	905 »
gas di cokeria al 10 % $CO+50\% H_2+31\% CH_4+3\% C_2H_4$ . . . . .	856 »
gas misto di gassogeno al 25 % $CO+10\% H_2$ . . . . .	614 »
litantrace di tipo medio al 80 % $C+4\% H+1\% S$ . . . . .	870 »
gas metanifero naturale di comp. media= $95,5\% CH_4+3,3\% C_2H_4$ . . . . .	780 »

tanto univocamente — per un dato forno e termotecnologia — una ben determinata temperatura massima insuperabile di esercizio, la quale sarà tanto più vicina a quella teorica di combustione quanto minori saranno i disperdimenti termici del forno nella zona di massima temperatura ed il calore complessivamente assorbito dal materiale durante la sua elaborazione in tale zona.

Per un combustibile avente un indice normale insufficiente a conseguire la richiesta temperatura di esercizio, si dovrà pertanto ricorrere ad uno o più dei succennati artifici correttivi, scegliendo in base a pratici criteri tecnico-economici, in modo da elevare l'indice effettivo di qualità dall'insufficiente valore normale ad un sufficiente valore corretto, pur contenendo le corrispondenti spese

In merito al gas misto di gassogeno che è l'unico fra i suindicati combustibili (usualmente adottati nell'industria) ad avere indice normale inferiore a quello dei gas metaniferi, si tenga ancora presente che in realtà esso potendo molto sovente essere bruciato nei forni subito alla uscita dal gassogeno e cioè ancora caldissimo, ha un indice effettivo di qualità ben maggiore di quello normale, e, come ovvio, molto vicino a quello del litantrace o coke da cui proviene per gassificazione.

Da quanto sopra si deduce anzitutto che l'impiego dei gas metaniferi naturali nelle tecnologie ad alta temperatura, per un dato forno e termelaborazione richiederà *in linea generale* la adozione di artifici correttivi dell'indice normale in grado molto più elevato

degli usuali combustibili industriali, ed in particolare dei litantraci che costituiscono appunto i combustibili di normale impiego nei forni rotanti da cemento.

Inoltre, in confronto ai combustibili solidi e liquidi i suddetti gas presentano un ulteriore svantaggio, derivante questo dalla assenza nel proprio fumo di particelle solide in sospensione, assenza che come sopra accennato, rende più lenta la trasmissione termica, con tutte le ben note conseguenze dirette ed indirette.

A quest'ultimo svantaggio è possibile ovviare abbastanza facilmente (peggiorando però come ovvio il rendimento di combustione) ricorrendo ad una combustione « a piroscissione », cioè creando in sostanza nell'interno del cono di fiamma una zona a combustione completa, circondata da altra a combustione incompleta: la prima provoca la crachizzazione della seconda, generando una nube di particelle finissime di carbonio in sospensione, con conseguente effetto irradiante. Ovvero, miscelando alla fiamma del metano una (piccola) fiamma a nafta o carbone polverizzato: il quale artificio, che è anche « correttivo » dell'indice di qualità, comporta però una complicazione costruttiva e funzionale dell'impianto di combustione che non sempre è realizzabile o accettabile industrialmente.

Il miglior artificio « correttivo » resta pur sempre e comunque il preriscaldamento sia dell'aria che del metano: per quest'ultimo però va tenuto presente che esiste un limite termico (circa  $900 \div 1000$  °C) al di là del quale intervengono spiccatissimi fenomeni di piroscissione.

Ed è bene ricordare che la presenza di particelle di carbonio in sospensione, oltre ad essere indice di minor rendimento di combustione (se queste giungono sino al camino), è suscettibile di gravissimi pericoli di esplosione all'atto dell'inversione (cioè del passaggio nei preriscaldatori del fumo riscaldante).

### III - Impiego del metano nei forni rotanti da cemento.

Nella termotecnologia del cemento con i forni rotanti, sussistono però due cause concomitanti che concorrono ambedue a migliorare, entro certi limiti, le non ottime condizioni di impiego del metano alle alte temperature.

La prima risulta dal fatto che il calore della reazione di clincherizzazione è positivo, cioè nella zona di combustione, che è contemporaneamente anche di chincherizzazione, si realizza un apporto supplementare di calore (avente indice di qualità infinito), che è tutt'altro che trascurabile.

L'entità di detto calore è un dato sperimentale tuttora controverso, ed a seconda degli sperimentatori va da 395

Cal/Kg (Berthelot) a 100 (R. Nacken): è inoltre assodato che è maggiore al crescere della temperatura di clincherizzazione, e pertanto per i forni rotanti riteniamo sia probabile il valore di  $130 \div 140$  Cal/Kg. Tenendo presente che, con riferimento ai due tipi fondamentali di forni rotanti (Lepol e Smidth) ed alle normali miscele da cuocere, occorrono mediamente circa  $1000 \div 1200$  Cal per Kg di clincher, se ne deduce che l'indice di qualità normale dei combustibili impiegati nei forni rotanti in oggetto, con riferimento alla sola zona di clincherizzazione subisce di fatto una « correzione » positiva maggiore del 10 %, mentre gli stessi combustibili impiegati ad es. nei forni Martin-Siemens subiscono una correzione negativa di quasi il 5 %, in quanto la reazione di fusione dell'acciaio è endotermica in ragione di circa 50 Cal/Kg.

Ciò concorre a spiegare perchè questi ultimi forni, pur realizzando temperature massime di termoe laborazione dello stesso ordine di grandezza dei forni rotanti da cemento (=  $1500$  °C nel rotante e  $1600$ ° nel Martin però con fiamma concentrata sul materiale), richiedano preriscaldamenti dell'aria e dei gas combustibili dell'ordine di  $1000$ ° per poter conseguire la temperatura di esercizio.

Mentre nei forni (rotanti) da cemento il metano è introdotto a circa  $20$ ° e l'aria ad una temperatura media che da prove sperimentali e da calcoli di verifica mi risulta essere dell'ordine di soli  $400$ °, sia nel caso dei recuperatori a satelliti (=rotanti con il forno) che del recuperatore a tubo unico (sottoposto al forno).

La seconda condizione che facilita il conseguimento di alte temperature nei forni in esame è l'esistenza in questi di una atmosfera in sommo grado ricca di polvere in sospensione, la quale dunque eleva grandemente il coefficiente globale di trasmissione del calore dai fumi al materiale in elaborazione.

### IV - Bruciatori di metano per forni rotanti da cemento.

Da tutto quanto sopra risulta comprensibile come in questi particolari forni si possano ottenere con il metano le necessarie elevate temperature di clincherizzazione anche senza dover ricorrere ad anormali artifici « correttivi »: è però indiscutibile che il conseguimento di dette temperature si presenta molto meno facile e talora termicamente più oneroso con il metano che con il litantrace, la nafta, il gas di cokeria e tutti gli altri combustibili industriali aventi più elevato indice di qualità, purchè, si intende, a pari razionalità di impiego. Inoltre, in confronto ad un qualunque altro combustibile industriale avente maggiore indice ed a parità di temperatura del fumo all'uscita dall'ultimo scambiatore termico dell'impianto, l'im-

piego del metano corrisponde ad una maggior perdita di calore all'atmosfera (=« perdita al camino ») in ragione circa inversa dei rispettivi indici di qualità: e questo vale per tutte le termotecnologie, cioè per una temperatura di esercizio qualsiasi (alta, media, bassa).

Di tutto questo va tenuto debito conto economico, oltrechè tecnico d'impianto.

Osserviamo ad es. che nei (pochi) casi in cui è stato possibile all'A. fare delle personali constatazioni in merito all'impiego in oggetto del metano, è sempre apparso evidente un aumento nella temperatura del fumo, all'uscita dal forno, derivante da un allungamento sensibile (pari sino al 50 % ca.) della zona di clincherizzazione rispetto al primitivo funzionamento con litantrace polverizzato o con nafta.

Allungamento che se può essere tollerabile nei (lunghi) forni tipo Smidth, in cui provoca in definitiva solo un peggioramento del rendimento termico totale e sempre che la miscela da cuocere non sia termicamente troppo « dura », invece nei forni (molto più corti) del tipo Lepol risulta inammissibile, perchè corrisponderebbe di fatto a rendere inefficiente il funzionamento stesso del forno.

Tale modifica della zona di combustione è legata, a ns. parere, alla relativamente lenta ed imperfetta miscelazione, in fase di combustione, del metano all'aria, che a sua volta deriva dalla differenza notevole dei loro pesi specifici (nel rapporto di ca. 1 a 2), e tenendo presente che con i bruciatori sinora sperimentati in Italia la quota parte di tutta l'aria, preriscaldata dai recuperatori, che entra nella camera di combustione in corrispondenza della parte inferiore raggiunge la proporzione di ca. il 50 % con il recuperatore a satelliti, e addirittura del 100% con quello tubolare. Questo porta tendenzialmente ad una stratificazione del metano al disopra dell'aria, mentre è nota norma nelle combustioni (del tipo « diretto ») che la miscela: aria-combustibile gassoso, quando non è ottenuta preliminarmente, si effettui insufflando l'aria al disopra del gas combustibile (vedi Martin-Siemens, ecc.).

Non volendo dunque, come ovvio, rinunciare all'impiego dell'aria preriscaldata, la indicata difficoltà dovrà in sostanza risolversi con modifiche ai bruciatori: quali — per i bruciatori tubolari — la inclinazione degli ugelli insufflatori di metano e l'opportuna determinazione della velocità di uscita e delle relative possibilità di regolazioni in merito; ovvero adottando bruciatori a turbolenza diretta di parte dell'aria preriscaldata, naturalmente con adeguata refrigerazione ed impiego di materiale resistente alle alte temperature. Artifici che abbiamo appunto in corso di esame.

Queste modifiche sono di più facile

applicabilità ai forni aventi recuperatore tubolare, mentre si presentano più complesse per i forni con recuperatore a satelliti. In compenso questi ultimi forni hanno già circa il 50 % di aria preriscaldata *entrante nella parte superiore della camera di combustione*, e come tali essi sono costituzionalmente in migliori condizioni dei precedenti.

Ci risulta infatti che l'unico forno in Italia attualmente funzionante a metano, è appunto uno Smidth a satelliti: ciò malgrado, anche per esso si ha l'inconveniente dell'allungamento della zona

di combustione, e non sembra che a tutt'oggi i risultati di consumo ottenuti (pure essendo accettabili per merito precipuo dei tecnici preposti all'impianto, che ne curano l'esercizio con reale competenza specifica) siano tali da permettere, sia pure per questo solo tipo, un giudizio definitivo in merito alla convenienza tecnica ed economica del metano nei forni da cemento: questo, si intende, rispetto agli altri combustibili di normale impiego in detti forni, ed in base e con riferimento a considerazioni strettamente termotecniche.

In definitiva: data l'importanza dell'argomento, la attuale deficienza di sicuri dati sperimentali, nonché la ristrettezza dello spazio tipografico che ci è oggi imposta, ci ripromettiamo di far seguire alla presente una relazione integrativa esponente i dati industriali che speriamo di poter presto ricavare sperimentalmente dalla trasformazione a metano di forni da cemento che abbiamo in corso di studio e di osservazione diretta o indiretta.

AURELIO VACCANEO.

## Cenni su impianti per prova di turboreattori

*Si descrivono gli impianti per la prova dei turboreattori per aviazione, mettendo in particolare rilievo l'impianto del Sangone (Torino) di cui si illustrano le caratteristiche originali rispetto agli impianti esteri precedenti.*

Gli impianti per la prova dei turboreattori hanno particolari esigenze che si differenziano da quelle degli impianti per la prova dei motori tradizionali a stantuffi essenzialmente per i fattori seguenti:

- La prestazione dei turboreattori non è valutata in Cv., ma in Kg. di spinta; così che il freno, o idraulico o elettrico o aerodinamico, deve essere sostituito da un misuratore di spinta.
- I motori a reazione oggi prodotti o previsti, paragonati anche ai più potenti motori alternativi, aspirano una quantità di aria anche 40 volte maggiore e consumano una quantità di combustibile almeno 10 volte maggiore.
- Per motori a stantuffi normalmente l'alimentazione del combustibile è alla pressione ambiente, per i turboreattori invece, la pressione del combustibile deve essere circa doppia di quella ambiente.

- Il tachimetro deve rilevare una gamma di giri circa 6 volte maggiore.
- L'ordine di grandezza dell'intensità del rumore prodotto da un motore a reazione (ad es. un Ghost) è di 130 decibel e quindi non di molto superiore al rumore prodotto da un motore alternativo, ma si producono frequenze molto più elevate e più dannose all'organismo umano. Per un motore alternativo, infatti, il campo di maggiore intensità è tra 300-1000 Hertz, mentre per un turboreattore è anche molto intenso il campo tra 2000-8000 Hertz.
- Nella prova di un turboreattore esiste il pericolo che il sistema rotante, compressore-turbina, possa rompersi, nel qual caso i suoi frammenti costituirebbero proiettili micidiali.

Inoltre nel progettare un impianto per la prova di turboreattori possono essere seguiti criteri diversi per stabilire la disposizione e le proporzioni dei vari elementi che lo compongono.

Gli elementi essenziali di un impianto per la prova dei turboreattori sono:

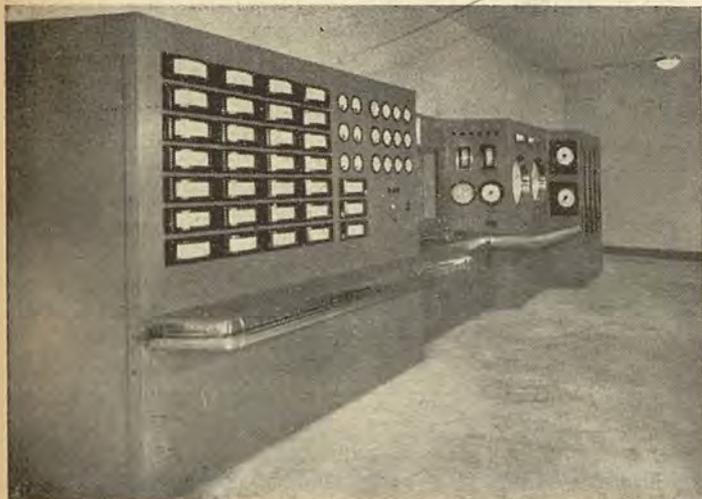
- La cella ove è posto il motore.
- Il condotto dell'aria che dall'esterno fa affluire l'aria nell'interno della cella per alimentare il motore.
- Il condotto che espelle all'esterno i prodotti della combustione.
- La cabina di osservazione e manovra per i motoristi.
- Il banco oscillante di sostegno del motore e per il rilievo della spinta.
- Il quadro e le apparecchiature varie per la manovra e per il controllo del motore.

### Cella del motore.

La mancanza dell'elica o mulinello potrebbe far ritenere che la cella ove è posto il motore possa essere stretta e bassa.

È da considerare invece che la quantità di aria che deve affluire al motore è notevole. A sezioni troppo limitate

Quadro di comando.



¶ Vista esterna dell'impianto Fiat-Sangone



della cella corrispondono velocità dell'aria tanto elevate da costituire non solo un pericolo per le persone che inevitabilmente devono avvicinarsi al motore per controlli e regolazioni, ma da determinare anche una riduzione della pressione statica all'aspirazione del motore, depressione che evidentemente non è costante ai vari regimi del motore, con conseguente complicazione nella valutazione in aria tipo delle caratteristiche del motore stesso.

Con una cella di grandi dimensioni inoltre è anche più facile risolvere il problema di non trasmettere rumori all'esterno in quanto più ampio sviluppo possono avere i dispositivi antiaustici.

### Condotti d'aspirazione e scarico.

Le differenze maggiori tra i vari impianti per la prova dei turboreattori si hanno nella disposizione e sviluppo dei condotti per l'afflusso dell'aria al motore e per lo scarico dei prodotti della combustione.

Sia il condotto di aspirazione che quello di scarico sono finestre per la fuoriuscita dei rumori e devono pertanto essere insonorizzanti.

L'insonorizzazione all'aspirazione è in generale realizzata mediante tramezze costituite da cassette in lamiera di zinco e forata contenenti lana di vetro o analogo materiale coibente.

Queste tramezze possono avere disposizioni diverse per ottenere un massimo di effetto antiaustico senza ostacolare eccessivamente il passaggio dell'aria.

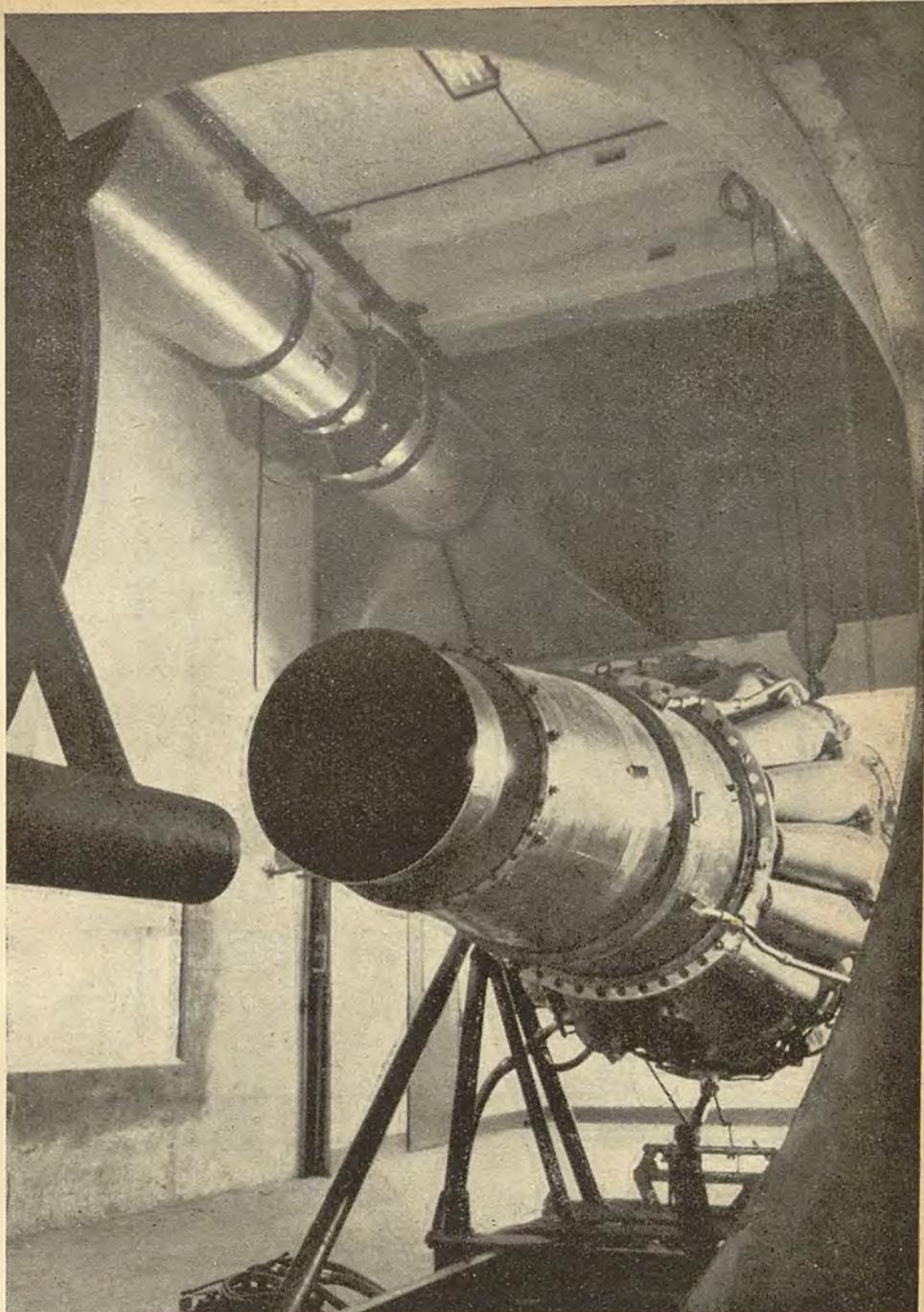
Per lo scarico invece è sovente adottato un condotto tubolare costituito da una doppia parete di lamiera con intercapedine riempita di materiale coibente e con la parete interna di lamiera forata. All'uscita di questo condotto una tramezza opportunamente inclinata devia verso l'alto il getto dei gas caldi.

Alcune volte questo condotto è sostituito o completato da un condotto in muratura seminterrato e di un notevole sviluppo nel quale, a scopo antiaustico, sono posti corpi vari come cilindri di lamiera forata contenenti materiale coibente.

La difficoltà principale per queste realizzazioni consiste nel conciliare la minor perdita di carico possibile al flusso dei prodotti della combustione, col massimo effetto antiaustico.

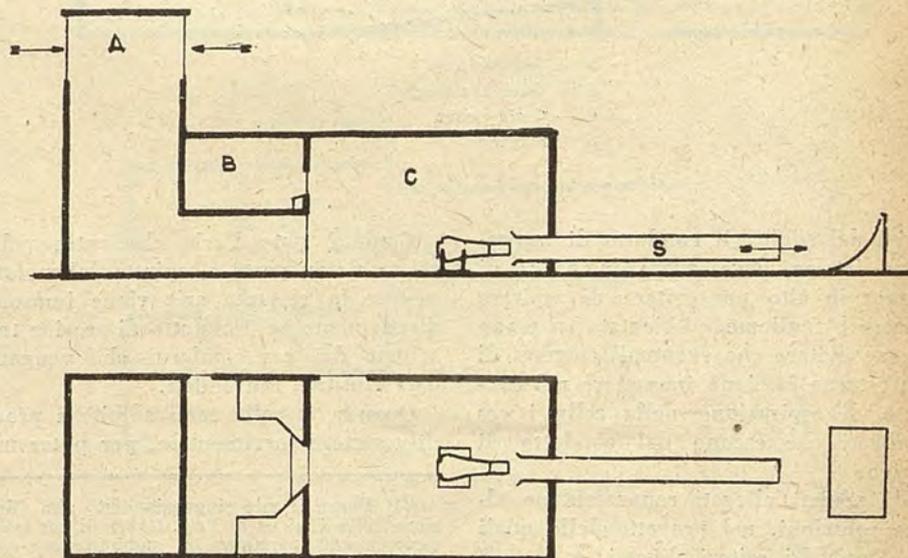
Per le celle adibite a prove di carattere sperimentale prevale il concetto di avere la minor perdita di carico a discapito della insonorizzazione, per le celle di produzione, specialmente se poste a non molta distanza da centri abitati, prevale invece il criterio di realizzare la massima insonorizzazione possibile.

Il condotto di scarico, a meno di rare eccezioni, ha un andamento orizzontale e ha la bocca di uscita in pros-

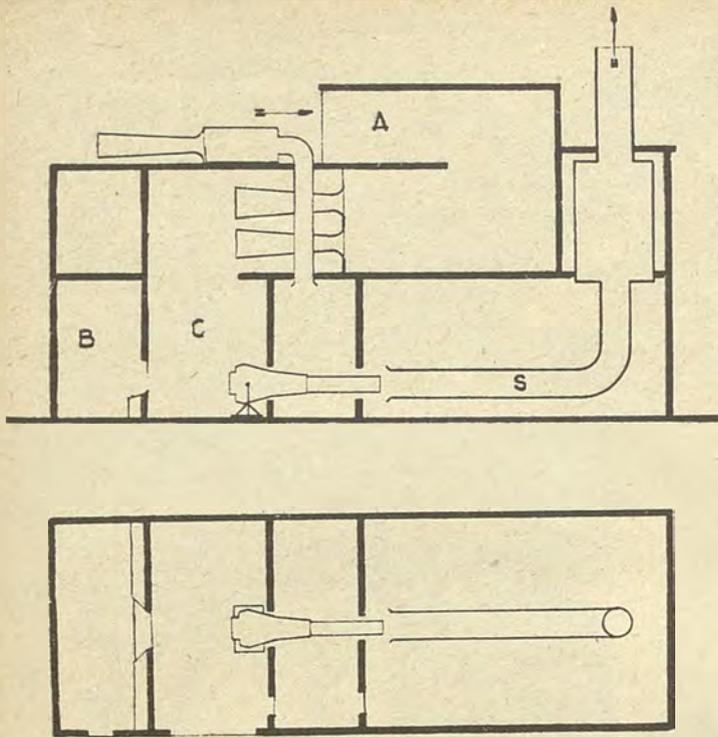


Cella del turboreattore (vista dal lato scarico)

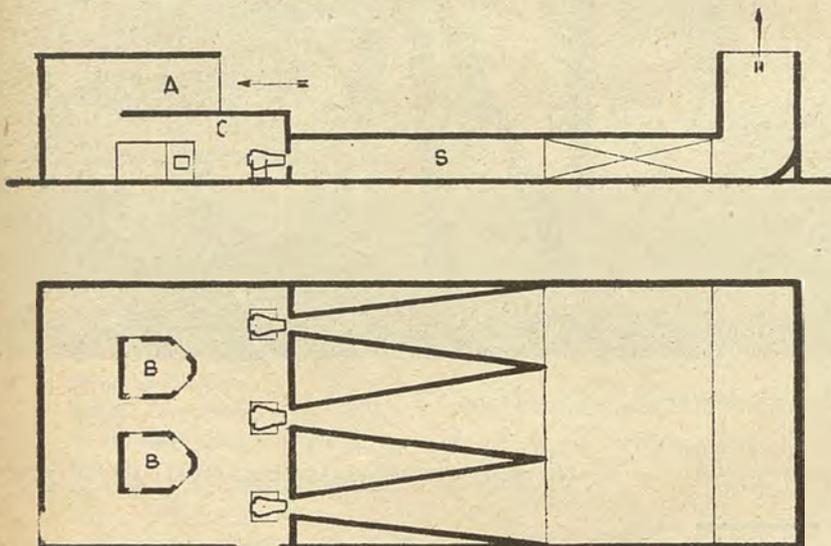
### SCHEMA SALA PROVE TURBOREATTORI "HISPANO SUIZA."



SCHEMA SALA PROVE TURBOREATTORI "ALLISON."



SCHEMA SALA PROVE TURBOREATTORI "BOURGET."



- A — Aspirazione
- B — Cabina motoristi
- C — Cella prova
- S — Scarico

simità del suolo; il condotto di aspirazione invece deve avere la bocca di entrata in alto per evitare di aspirare polvere e foggiamie e orientata in modo tale da evitare che eventuali correnti di aria esterna facciano immettere nel condotto di aspirazione della cella i gas combusti che escono dal condotto di scarico.

Gli schemi allegati rappresentano alcune soluzioni, nel progetto delle quali sono prevalsi criteri diversi.

Come è noto l'aria che entra nella cella solo in parte è aspirata dal motore mentre la restante aria viene immessa direttamente nel condotto di scarico trascinata dai gas combusti che vengono così diluiti e raffreddati.

Quando le celle sono adibite a prove di carattere sperimentale, per poter mi-

(1) Porgo il mio ringraziamento alla Direzione della Fiat ed al Prof. Gabrielli per avere cortesemente permesso la pubblicazione dei dati sulla sala prove Sangone.

surare mediante venturimetri l'aria aspirata dal motore si tengono separati i condotti dell'aria aspirata dal motore dai condotti dell'aria di refrigerazione dei prodotti della combustione.

### Cabina motoristi.

La cabina dei motoristi è in generale posta o lateralmente alla cella del motore e al suo stesso piano, oppure sulla testata della cella e ad un piano più elevato.

Naturalmente sia l'una soluzione che l'altra presentano vantaggi e svantaggi.

Con la disposizione della cabina sulla testata della cella e in posizione sopraelevata, il motore è osservato da entrambi i lati e dall'alto.

Considerata una batteria continua di più celle le cabine dei motoristi possono essere collegate tra di loro in modo da costituire un unico salone (soluzione Rolls-Royce) che agli effetti del controllo da parte dei capi può costituire un vantaggio. Risulta d'altra parte scomodo e motivo di perdita di tempo l'accesso tra cabina e cella attraverso una scala se si tiene conto che durante le prove può risultare necessario ripetere più volte controlli e regolazioni sul motore, e che ogni volta è necessario ridurre il regime del motore per consentire l'accesso del personale alla cella, attendere che il personale uscito dalla cella, abbia chiuso le porte di comunicazione e sia risalito in cabina, prima di riportare il motore al regime voluto per controllare, con gli strumenti del quadro di manovra, gli effetti della regolazione eseguita e concordare le eventuali altre regolazioni da effettuare.

Con la disposizione infine della cabina posta sulla testata della cella risulta artificioso conciliare una disposizione razionale del condotto di afflusso dell'aria al motore, della porta per il passaggio dei motori tra l'esterno e la cella e della scala di accesso tra cella e cabina.

Con la cabina dei motoristi posta lateralmente alla cella invece il motore viene osservato da un solo lato ma, specialmente se l'asse del motore è leggermente sopraelevato, più facile risulta per i motoristi rilevare prontamente eventuali rotture di qualche organo del motore o tubazione mediante lo sgocciolamento di olio o combustibile conseguente alla rottura.

Opportuni specchi possono, se ritenuto necessario, far vedere dalla finestra di osservazione anche i lati del motore non direttamente osservabili.

Con la disposizione a cabina affiancata alla cella per evitare danni alle persone, nella eventualità di rottura del sistema rotante del motore, occorre disporre la finestra di osservazione sfalsata rispetto al turboreattore e in corrispondenza di questo le pareti della cella devono essere adeguatamente rinforzate.

Con questa disposizione di cabina non è però soltanto più agevole l'accesso alla cella, ma risulta anche più corto e diretto il passaggio degli organi di comando del motore e dei tubi e cavi che collegano le « prese » sul motore con gli strumenti sul quadro di manovra.

Nel caso infine di una batteria di celle affiancate, ogni cabina motoristi serve due celle e le testate delle celle sono libere per la porta di passaggio dei motori e il condotto dell'aria (1).

### Impianti per la prova dei turboreattori della FIAT - Sangone.

Questi impianti sono i primi del genere costruiti in Italia e sono stati studiati per eseguire non solo prove di collaudo ma anche prove di carattere sperimentale su turboreattori sino a 4000 Kg. di spinta.

La cella e la cabina sono del tipo a locali affiancati posti sullo stesso piano, ed entrambi a sezione rettangolare.

L'aria di alimentazione del motore passa attraverso un condotto posto in alto sulla testata della cella di m<sup>2</sup> 20 netti di sezione, munito di paratie insonorizzanti e, dal lato esterno, di una serranda di chiusura. Anche supponendo una portata già molto elevata di 200.000 m<sup>3</sup>/ora, la velocità dell'aria attraverso questo condotto è inferiore a 3 m/sec. Nel caso, che si voglia misurare la quantità di aria aspirata dal turboreattore, la parte centrale di questo condotto viene intercettata e l'aria viene fatta passare attraverso uno o due venturimetri posti sui lati.

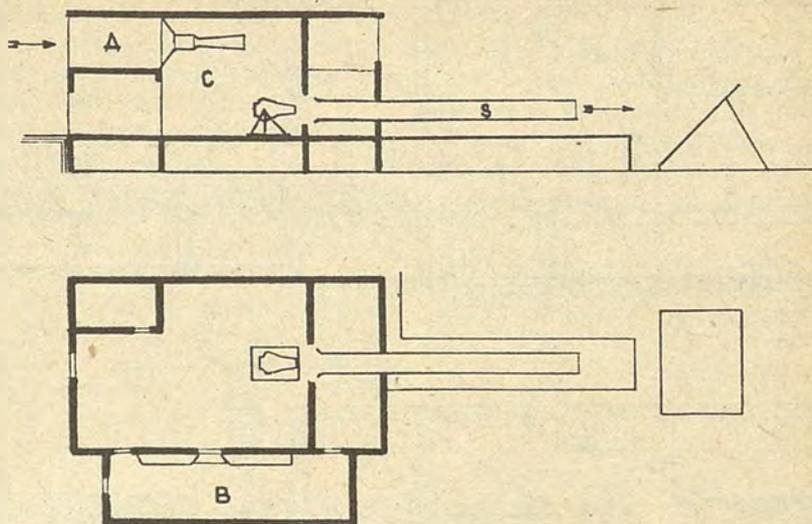
L'aria di raffreddamento dei gas di scarico passa invece attraverso un condotto analogo ma più piccolo posto sulla parete di fondo della cella. Anche questo condotto è munito di paratie insonorizzanti e di una serranda di chiusura.

Per poter misurare l'aria che alimenta il motore, la cella in corrispondenza del tubo di scarico del motore presenta una tramezza in muratura che completata da appositi accorgimenti non rigidi di collegamento al tubo di scarico del motore, realizza una completa separazione tra l'aria che alimenta il motore e l'aria che diluisce i gas combusti.

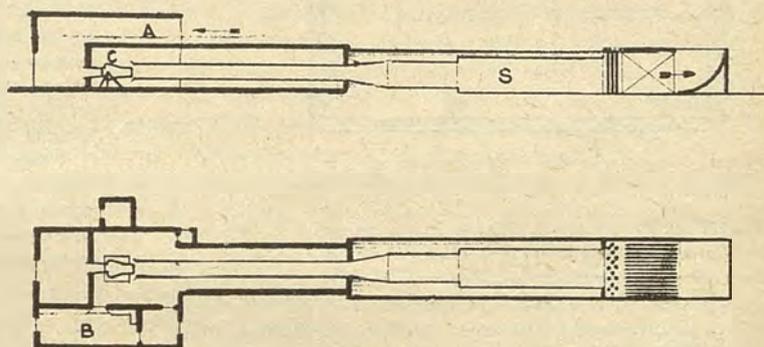
La misurazione della quantità dell'aria così effettuata è attendibile, in quanto i venturimetri di misura sono stati proporzionati, costruiti e controllati con molta cura, e la cella è stata resa stagna mediante appositi accorgimenti. Le porte di accesso alla cella sono, infatti, munite di un dispositivo pneumatico di tenuta; e i fori sul pavimento, per l'attraversamento delle aste di comando e di misura, sono chiusi mediante soffiotti metallici.

Il convogliatore dei gas di scarico che è del tipo tubolare, può essere spostato lungo il proprio asse per avere la

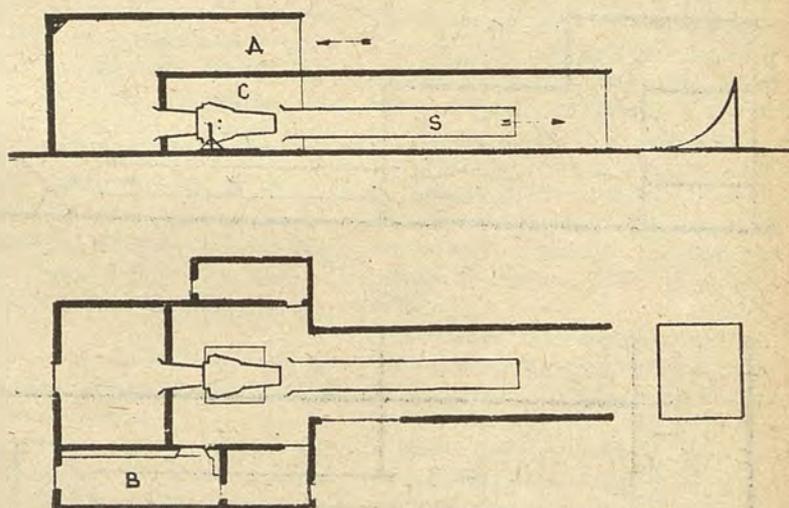
SCHEMA SALA PROVE TURBOREATTORI "FIAT SANGONE."



SCHEMA SALA PROVE TURBOREATTORI "DE HAVILLAND"

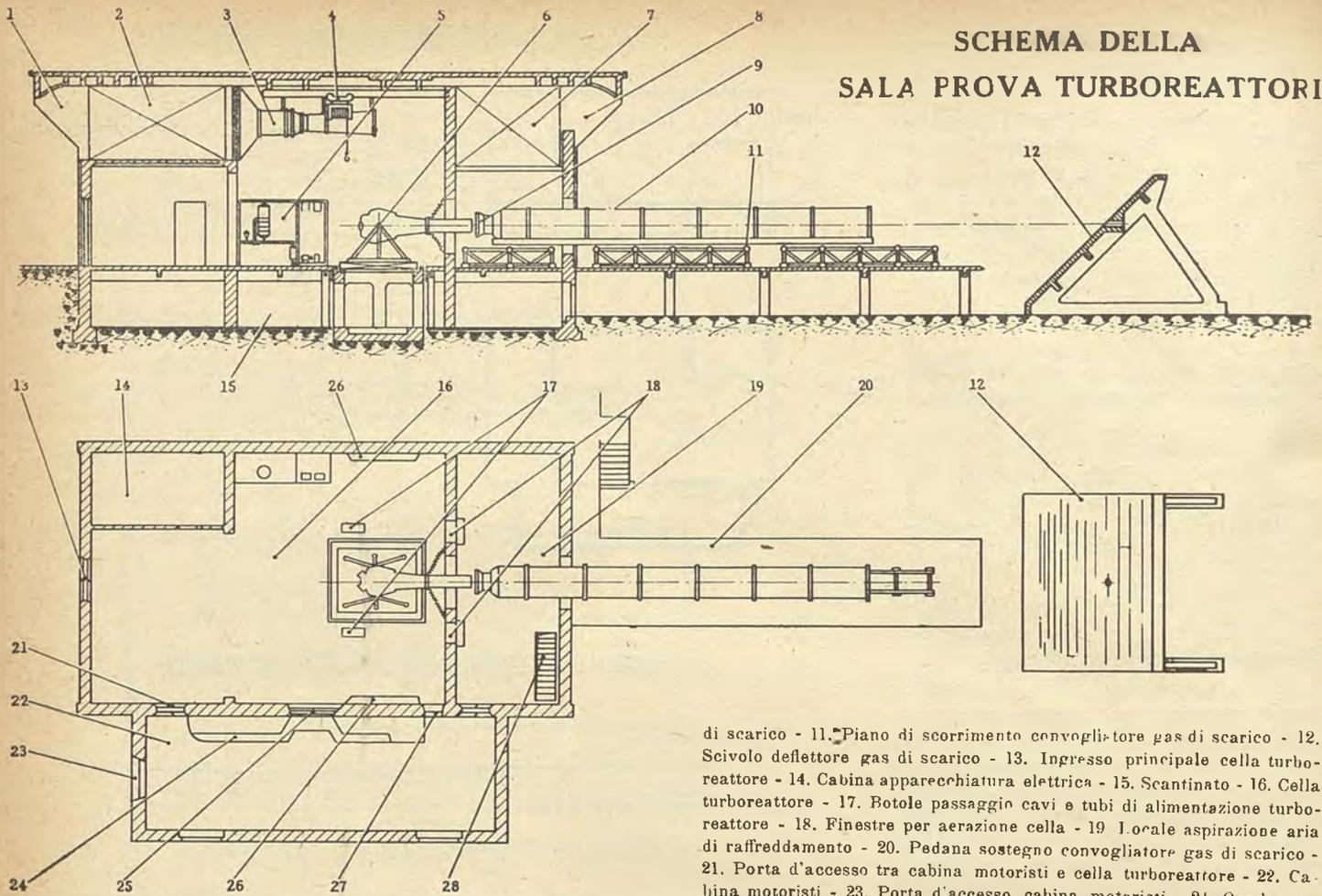


SCHEMA SALA PROVE TURBOREATTORI "DE HAVILLAND"



- A - Aspirazione
- B - Cabina motoristi
- C - Cella prova
- S - Scarico

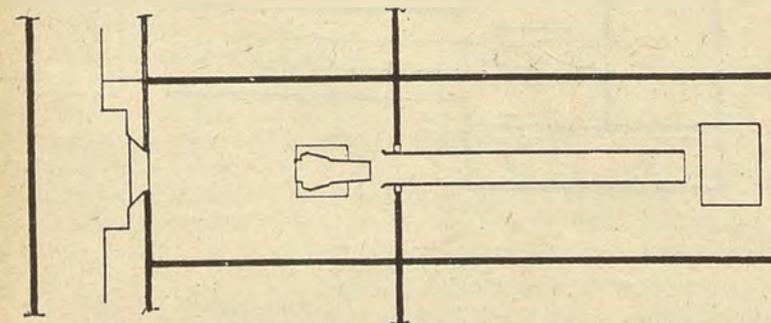
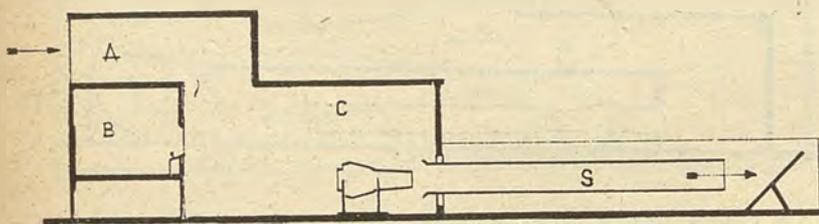
## SCHEMA DELLA SALA PROVA TURBOREATTORI



1. Ingresso aria turboreattore - 2. Paratie insonorizzanti - 3. Tubi venturimetri - 4. Paranco sollevamento turboreattore - 5. Incastellatura circuiti alimentazione combustibile e ausiliari - 6. Banco sostegno turboreattore - 7. Paratie insonorizzanti - 8. Ingresso aria raffreddamento gas di scarico - 9. Distanziale telescopico - 10. Tubo insonorizzante gas

di scarico - 11. Piano di scorrimento convogliatore gas di scarico - 12. Scivolo deflettore gas di scarico - 13. Ingresso principale cella turboreattore - 14. Cabina apparecchiatura elettrica - 15. Scantinato - 16. Cella turboreattore - 17. Botole passaggio cavi e tubi di alimentazione turboreattore - 18. Finestre per aerazione cella - 19. Locale aspirazione aria di raffreddamento - 20. Pedana sostegno convogliatore gas di scarico - 21. Porta d'accesso tra cabina motoristi e cella turboreattore - 22. Cabina motoristi - 23. Porta d'accesso cabina motoristi - 24. Quadro comando - 25. Finestra d'osservazione - 26. Blindatura di protezione - 27. Finestra supplementare d'osservazione - 28. Scala di accesso allo scantinato.

## SCHEMA SALA PROVE TURBOREATTORI "ROLLS-ROYCE"



A — Aspirazione B — Cabina motoristi C — Cella prova S — Scarico

possibilità di provare i turboreattori sia nelle condizioni di scarico libero che con il tubo aggiuntivo usato sui velivoli. Per una più facile regolazione della distanza tra convogliatore e reattore, la estremità anteriore del convogliatore è munita di distanziale telescopico.

Per diminuire le dimensioni della finestra di passaggio del convogliatore attraverso il muro della cella e realizzare anche una costruzione più robusta e più semplice, contrariamente a quanto normalmente viene fatto, i binari di scorrimento sono solidali al convogliatore e le ruote supportate dal pavimento.

Il banco del turboreattore è costituito da un piano di sostegno, che, sospeso ad un quadrilatero articolato, tende a spostarsi nel senso della spinta del turboreattore.

La spinta, attraverso leve e rinvii, è equilibrata da un sistema di bilici aventi il quadrante sul quadro di comando.

Oltre che con i bilici la spinta è misurata da un dinamometro Hagan Thurstorq.

Dato il carattere sperimentale dell'impianto, il quadro di comando è dotato di un numero di strumenti supe-

riore a quanto sarebbe necessario per una cella di produzione.

È stato seguito il concetto di disporre di almeno un doppio sistema di rilievo per le misurazioni più importanti.

Così che, come per la spinta, i giri sono rilevati mediante un tachimetro elettrico; un tacoscopo Jaquet con trasmissione flessibile e un sistema stroboscopico. Il rilievo del consumo del combustibile è effettuato con un flussometro a galleggiante con lettura a distanza, e controllato con uno speciale fluiometro a volume per circuito sottopressione

anch'esso con lettura a distanza.

Una batteria di manometri e un'altra di pirometri consentono la lettura contemporanea di numerosi valori di pressione e temperatura.

Altri vari strumenti completano l'apparecchiatura di rilievo.

Per non ingombrare disordinatamente il vano dietro al quadro ed eliminare i pericoli derivanti dalla coesistenza di circuiti di combustibili con circuiti elettrici, sia gli uni che gli altri, approfittando dell'ampiezza della cella, sono stati collocati in essa realizzando così una

soluzione meno pericolosa, più ordinata e di più facile ispezione.

L'apparecchiatura elettrica dei comandi a distanza e per l'avviamento del motore sono state separate dal resto della cella da un muro di protezione.

I cavi, i tubi e gli organi di comando passano attraverso lo scantinato della cella e della cabina.

In questo scantinato hanno trovato pure posto le bombole di CO<sub>2</sub> per l'impianto prevenzione antincendio.

SALVATORE MAJORCA.

## L'impianto del metano biologico di Torino

*L'impianto per la produzione di metano biologico del Municipio di Torino è descritto nelle sue caratteristiche tecniche di costruzione e di esercizio. L'utilizzazione razionale dei liquami di fogna ha consentito una cospicua produzione di metano compresso in bombole, oltre che di sottoprodotti quali l'anidride carbonica e fertilizzanti utili all'agricoltura.*

Nel 1935, a seguito di una visita a Stoccarda l'Ing. Luigi Giupponi allora Direttore dell'Azienda Tranvie Municipali proponeva al Comune di Torino di studiare un impianto per la produzione del metano biologico e dei fanghi concimanti.

Il Comune di Torino dopo alcuni anni di studi e trattative decideva nel 1941 di costruirlo direttamente e ne affidava la costruzione alla SATTI.

I tecnici della SATTI provvedevano ad aggiornare il progetto del Comune e a realizzarlo.

Le costruzioni iniziate nel 1942 venivano ultimate nel 1944 e si cominciava allora a produrre metano che negli anni successivi specie 1945-1946 ha facilitato a molte Ditte Torinesi di trasportare la soluzione del problema dei carburanti.

Oggi il metano biologico viene ancora usato parzialmente come carburante; altri usi però si prospettano sia come combustibile sia come gas per la produzione di nerofumo, di acetilene e di idrogeno.

Gli impianti del genere del nostro per la depurazione delle acque di fogna hanno avuto tutti origine da necessità igieniche. Torino come poche altre città non aveva questa necessità poiché la quantità di acqua normale nel fiume Po è sufficiente alla diluizione del prodotto della fognatura.

L'impianto è quindi nato per produrre metano e fanghi concimanti.

La Città di Torino ha un impianto di fognatura particolarmente adatto per lo sfruttamento, in quanto non solo ha una doppia fognatura per le acque chiare e le acque nere, ma queste ultime sono tutte convogliate in un unico collettore che sfocia in Po a valle della città.

L'impianto funziona come segue: da una camera di presa dalla fognatura attraverso ad un canale e ad una griglia il liquame viene portato in due vasche di decantazione: in queste vasche, della capacità complessiva di 12.000 mc. circolari con diametro di 50 metri caduna e profondità massima di 7 metri, con carrello a movimento continuo, si raccoglie il fango fresco che attraverso ad una centrale di sollevamento viene immesso in due predigestori: i predigestori sono vasche di 3.200 mc. di capacità, dalla forma cilindrica con fondo e copertura a forma di tronco di cono con diametro e altezza uguali, misuranti 18 metri, a tenuta idraulica con battente di 50 cm.

Nei predigestori avviene la fermentazione fuori dal contatto dell'aria dei fanghi freschi, con produzione di gas, di fango digerito e di acqua depurata.

Tutto il prodotto di predigestori viene inviato al digestore gasometro dove si separano, il gas, l'acqua (inviata in Po) i fanghi digeriti (inviati ai letti di essiccamento).

Il gas prodotto nel digestore gasometro contiene circa il 65% di metano, il 35% di CO<sub>2</sub> e tracce di idrogeno solforoso.

Questo gas viene immediatamente depurato attraverso cenere di pirite e compresso a 200 atmosfere.

Durante la compressione che avviene con compressori a 4 fasi, dopo la seconda fase, quando il gas ha raggiunto la pressione di 20 atmosfere, si opera il lavaggio che consiste nel far passare il gas attraverso una torre con controcorrente di acqua fresca: nell'acqua si scioglie la CO<sub>2</sub> e rimane il metano che viene ulteriormente compresso fino a 200 atmosfere. Il metano così ottenuto viene utilizzato come carburante mentre

l'acqua ricca di CO<sub>2</sub> viene degasata e la CO<sub>2</sub> inviata all'impianto di utilizzazione che provvede alla depurazione del gas e alla sua liquefazione.

Per rendere più efficiente il processo di fermentazione si deve creare alle colonie dei batteri metanogeni un ambiente favorevole che l'esperienza ha dimostrato ottenersi con l'agitazione e con il riscaldamento.

L'agitazione avviene con prelievo di fango fresco dal fondo della vasca dei predigestori e coll'immissione dello stesso fango in testa alla vasca generando quindi un moto continuo di discesa su piani non paralleli della massa in fermentazione.

Il riscaldamento lo si ottiene con una centrale di pompe di calore: essendo la temperatura da conservarsi nell'interno dei predigestori pari a 27° ed avendo a disposizione una falda di acqua naturale sotterranea a temperatura costante di 13° si è costruita una centrale per lo spostamento di 11.000.000 di calorie giorno: questa centrale dotata di 2 compressori per ammoniaca e dei relativi scambiatori di calore, ha ottenuto di spostare 4500 calorie con un KW/ora.

Si ritiene interessante segnalare che questo impianto con costruzioni in cemento armato di carattere fortemente impegnativo, si pensi che i predigestori pieni pesano 5.000 T. ed insistono su un raggio di 9 metri, è stato costruito su un terreno di formazione alluvionale compreso fra il Po e la Stura nella zona di confluenza di quest'ultima nel fiume.

Si è perciò dovuto provvedere a fondare su pali sia i predigestori, sia anche le vasche di sedimentazione ed abbiamo usato pali trivellati a profondità media di 10 metri.

Per ogni predigestore si sono piantati 270 pali.

Per eliminare in occasione della manutenzione la necessità di scavi per scoprire le tubazioni, abbiamo costruito un cunicolo lungo circa 150 metri in cui corrono tutte le tubazioni che portano il fango fresco e l'acqua e collegano i predigestori fra loro e con il digestore nonché tutte queste vasche con la centrale di sollevamento dei fanghi. Con questo disimpegno abbiamo la possibilità di tenere sotto costante sorveglianza tutte le tubazioni ed anche quindi i circuiti elettrici relativi ai macchinari dislocati nei vari fabbricati o in testa alle vasche di digestione.

Abbiamo dovuto in un secondo tempo, nel 1947, aggiungere all'impianto

un dissabbiatore poichè in occasione di lavaggi delle fognature si è usata acqua limacciosa che ha prodotto seri inconvenienti all'impianto: con la costruzione di un dissabbiatore abbiamo eliminato tutti gli inconvenienti dovuti alla presenza di sabbia nell'impianto ed abbiamo ridotto l'usura specie nelle pompe di sollevamento del fango fresco.

Il liquame di fogna prima di essere immesso nell'impianto viene grigliato ed il prodotto della griglia per lo più carta o interiora di animali verrà quanto prima tritato e rimesso in circolo poichè è molto ricco di cellulosa e quindi molto utile per aumentare la produzione di gas metano: oggi questo prodotto non è ancora utilizzato.

La potenzialità dell'impianto è rap-

presentata da questi pochi elementi:

liquame di fogna trattato 150.000 mc. al giorno;

fango fresco sollevato nei predigestori 500 mc. al giorno;

consistenza del fango fresco: 5% sostanze secche 95% acqua;

produzione di gas grezzo circa 5.500 mc. al giorno;

potere calorifico del gas grezzo 6000 calorie;

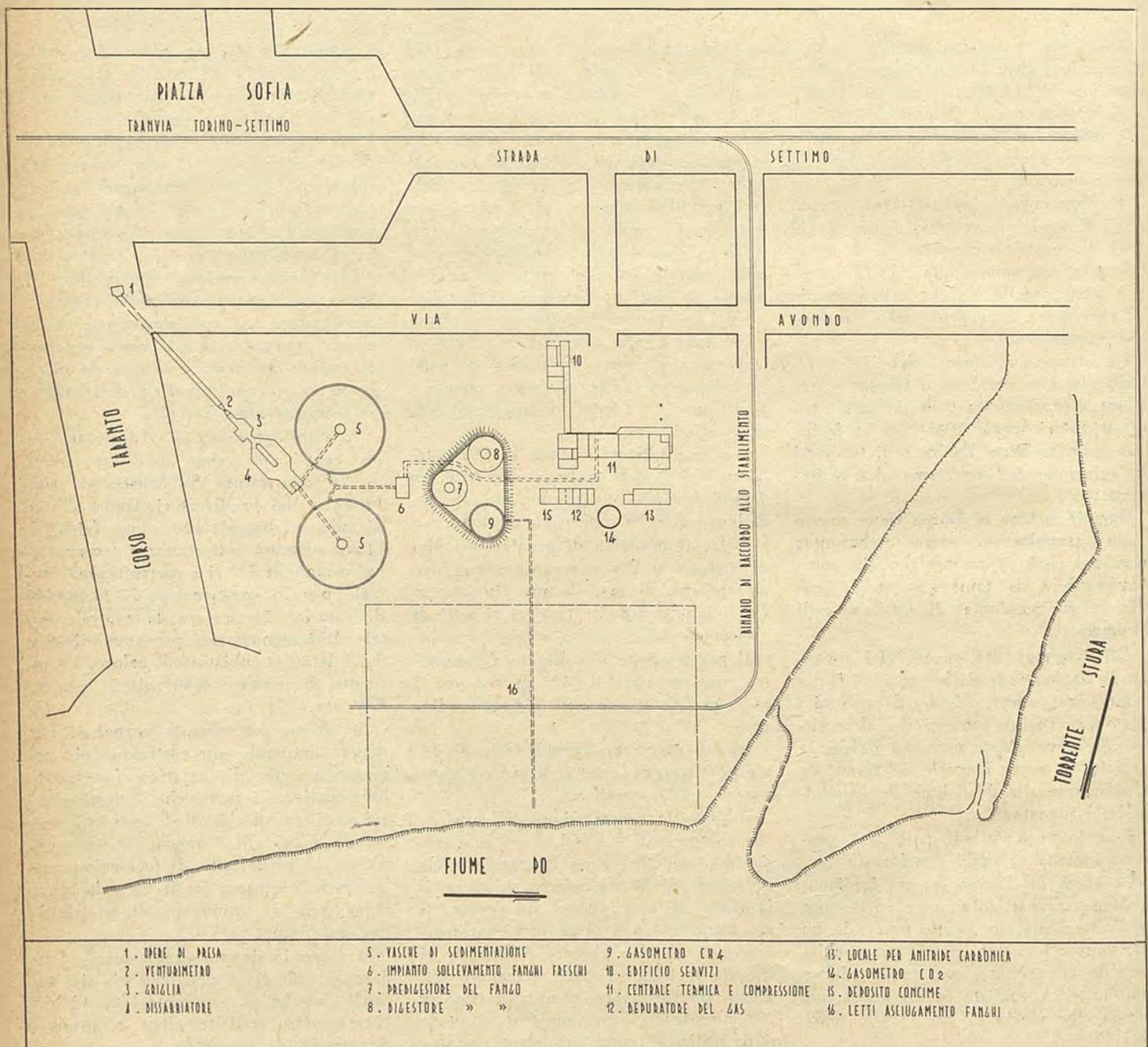
produzione di metano depurato 3.000 mc. al giorno;

produzione di anidride carbonica 1.800 mc. al giorno;

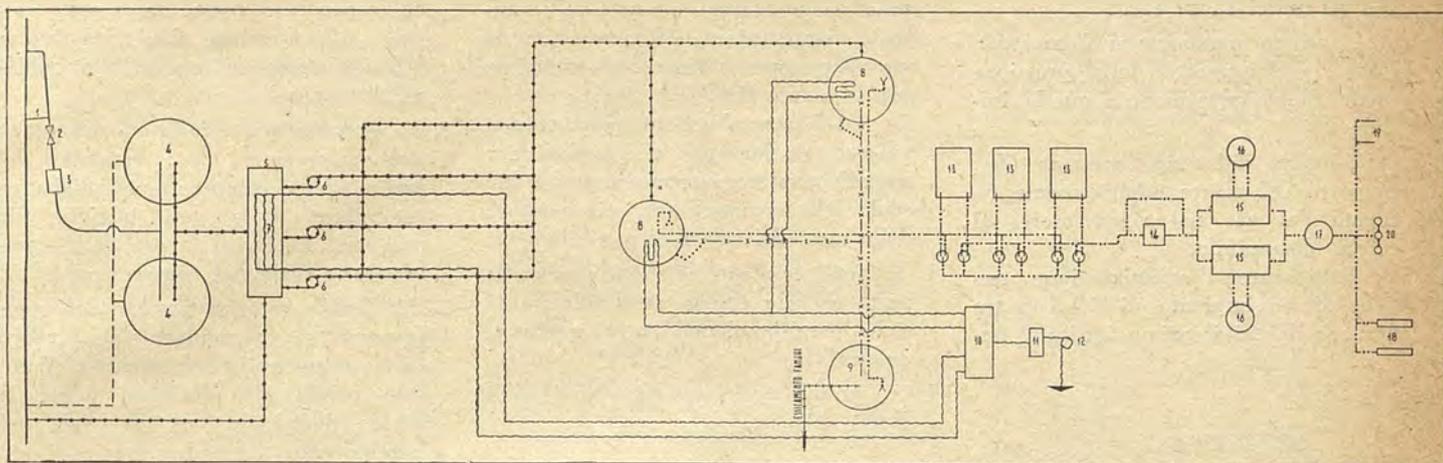
produzione di fanghi digeriti concimanti circa 250 Q.li al giorno al 50% di umidità.

La potenza elettrica installata è di

## PLANIMETRIA IMPIANTO



# SCHEMA DI FUNZIONAMENTO



- 1. SFIDATORE
- 2. VENTURIMETRO
- 3. GRIGLIA
- 4. SEDIMENTATORI
- 5. POZZETTO DEL FANGO

- 6. POMPE DEL FANGO
- 7. PRERISCALDATORE DEL FANGO
- 8. PREDIGESTORI
- 9. DIGESTORE FANGHI CON GASOMETRO
- 10. CENTRALE TERMODINAMICA

- 11. POZZETTO ACQUA DI CIRCOLAZIONE
- 12. POMPA ACQUA
- 13. DEPURATORI IDROGENO SOLFORATO
- 14. CONTATORE DEL GAS
- 15. COMPRESSORI

- 16. LAVAZZO CO<sub>2</sub>
- 17. BATTERIA ESSICAMENTO
- 18. RAMPE CARICAMENTO BOMBOLE
- 19. COLONNE DISTRIBUZIONE SUL PIAZZALE
- 20. BOMBOLE IMMAGAZZINAMENTO GAS COMPRESSO

LIQUAME GREZZO

FANGO PREDIGERITO E DIGERITO

SCARICHI DI FONDO

LIQUAME SEDIMENTATO

ACQUA DEL FANGO (SFIDRO)

GAS

FANGO FRESCO

ACQUA DI RISCALDAMENTO

KW  $\approx$  600, che riceviamo all'Azienda Elettrica Municipale a 6000 Volt e 50 periodi e trasformiamo in una centrale con 4 trasformatori costruita nell'interno dell'impianto.

I motori piú importanti sono quelli dei compressori di metano (due da 100 HP) dei compressori dell'ammoniaca della centrale, (2 da 80 HP) delle pompe di sollevamento dei fanghi (pompe a stantuffo) 3 da 10 HP.

Ogni mc. di metano prodotto costa un consumo di KWh. 2,4.

Attualmente l'impianto non viene sfruttato integralmente poichè il mercato di Torino non assorbe tutto il quantitativo di metano e di anidride carbonica che potrebbe essere prodotto, ma mentre per il metano il mercato è stato soffocato dalla smetanizzazione della zona piemontese praticata nel 1946, per l'anidride carbonica il mercato è già saturo della nostra produzione.

Attualmente sono impiegati nell'impianto un funzionario chimico e 12 fra operai e manovali, e si è provveduto all'automatizzazione massima compatibilmente con le esigenze del nostro impianto.

Stiamo in questo periodo studiando il sistema di utilizzare anche le spazzature della città, il metodo per arricchire il concime che attualmente viene venduto come si presenta nella fossa di essiccazione e infine si sta perfezionando il sistema di cracking del metano.

In un periodo travagliato quale quello che abbiamo passato e che stiamo vi-

vedo, un giudizio sulla utilità economica di un'impianto quale quello descritto è difficile ed azzardato: è però indubitato che si recupera dal trattamento della fognatura un gas a forte potere calorifico ed a composizione de-

terminata ed una sostanza ad alta azione concimante che non possono non rendere economico, se razionalmente sfruttati, l'impianto per lo sfruttamento delle acque di fogna.

FRANCO GIUPPONI.

## NOTIZIARIO

### Norme sulle turbine a gas e sui reattori

*Pubblichiamo, perchè attinente agli argomenti svolti in questo fascicolo, il seguente progetto di Norme, redatto da un Comitato presieduto dal Prof. Capetti, preside della Facoltà di Ingegneria di Torino.*

Presidente: Capetti ing. prof. Antonio  
 Vice-presidente: Crocco ing. prof. Luigi - Segretario: Casci dott. ing. Corrado - Membri: Anastasi ing. prof. Anastasio, Chiappa dott. ing. Luigi, Cuttica dott. ing. Amedeo, Ferrari ing. prof. Carlo, Ferretti ing. prof. Pericle, Gabrielli ing. prof. Giuseppe, Lobello dott. ing. Salvatore, Locati dott. ing. Luigi, Medici ing. prof. Mario, Poggi ing. prof. Lorenzo, Rubbo ing. prof. Vincenzo, T. Col. Schepisi ing. prof. Giuseppe, T. Col. Solimbergo dott. ing. Dante, Vocca ing. prof. Ottavio, Zamboni dott. ing. Leopoldo.

#### 1. - Nomenclature e Simboli per Turbine a Gas.

1. 1. Abbreviare la locuzione « Turbina a gas » con la sigla « TG ».
1. 2. Dei singoli stadi del gas nell'impianto è opportuno caratterizzare i piú significativi con indici comuni: 1 inizio della compressione; 2 fine della compressione (se vi sono piú stadi di compressione questi saranno indicati con gli indici 2', 2'' ecc.); 3 inizio della prima espansione (se vi sono combustioni o riscaldamenti ripetuti per l'inizio delle espansioni successive per questi si useranno gli indici 3', 3'' ecc.); 4 fine dell'espansione (nel

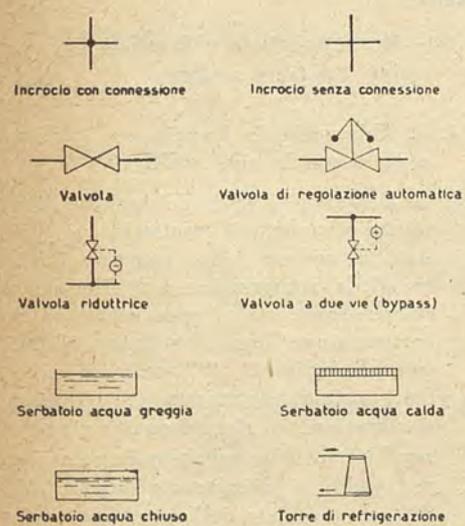
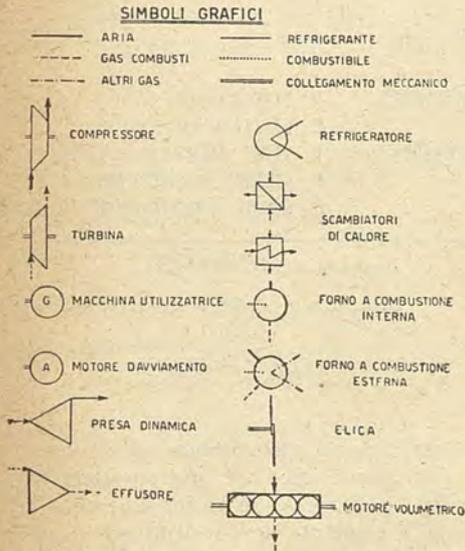
caso precedentemente accennato le espansioni successive saranno indicate con gli indici 4', 4'' ecc.).

1. 3. **Rapporto manometrico di compressione** ( $\beta$ ): rapporto della pressione finale di compressione, a quella iniziale.
1. 4. **Efficacia della rigenerazione** (R): rapporto del calore effettivamente ricevuto dal gas nel rigeneratore, al calore disponibile.
1. 5. Sintetizzare l'organizzazione termica di un impianto di TG con tre numeri, di cui il primo indica il nu-

mero dei combustori, il secondo quello dei refrigeratori intercalati nella compressione e il terzo l'efficacia dell'eventuale rigenerazione. Se non s'intende precisare quest'ultimo si sostituisce con la lettera R.

Es. 2-1-0,5 = combustione ripetuta una volta tra i due stadi dell'espansione; un refrigeratore intermedio fra i due stadi della compressione; rigeneratore della metà del calore disponibile.

1. 6. Negli impianti misti si precisa la parte a ciclo chiuso racchiudendo la sigla corrispondente entro parentesi quadra.
1. 7. Simboli grafici per gli schemi: vedi figure allegate.



## 2. - Rendimenti per Turbine a Gas.

2. 1. **Rendimento termico ideale** ( $\eta_{id}$ ): rapporto del lavoro del ciclo ideale di un gas perfetto, cioè di un gas a calori specifici costanti e privo di dissociazione, al calore speso per il riscaldamento del gas, cioè proveniente dalla combustione interna od esterna o da altri mezzi di riscaldamento, esclusi i rigeneratori.
2. 2. **Rendimento termico limite** ( $\eta_l$ ): rapporto del lavoro del ciclo limite cioè del ciclo privo di perdite, che non siano per dissociazione, di un gas reale, a calore specifico e peso molecolare variabili, al calore speso per il riscaldamento del gas.
2. 3. **Rendimento termico reale** ( $\eta_r$ ): rapporto del lavoro reale del ciclo, cioè del lavoro utile disponibile sull'albero o altro organo di trasmissione, aumentato del lavoro perduto per attrito e per gli organi accessori, al calore speso per il riscaldamento del gas.
2. 4. **Rendimento meccanico** ( $\eta_m$ ): rapporto del lavoro utile, al lavoro reale del ciclo.
2. 5. **Rendimento termico utile** ( $\eta_u = \eta_r \cdot \eta_m$ ): rapporto del lavoro utile, al calore speso per il riscaldamento del gas.
2. 6. **Rendimento del combustore** (camera di combustione o forno) ( $\eta_b$ ): rapporto del calore ricevuto dal gas, al calore equivalente al combustibile consumato.
2. 7. **Rendimento termico globale** ( $\eta_g = \eta_r \cdot \eta_m \cdot \eta_b$ ): rapporto del lavoro utile, al calore equivalente al combustibile consumato.
2. 8. **Rendimento interno reale dell'impianto** ( $\eta_i$ ): rapporto del lavoro reale del ciclo, al lavoro disponibile nel ciclo limite.
2. 9. **Rendimento interno utile dell'impianto** ( $\eta_{iu} = \eta_i \cdot \eta_m$ ): rapporto del lavoro utile, al lavoro disponibile nel ciclo limite.

2. 10. **Rendimento adiabatico-isentropico della turbina** ( $\eta_t$ ): rapporto del lavoro dell'espansione reale, dallo stato iniziale alla pressione finale, al lavoro dell'espansione adiabatica reversibile nella turbina.
2. 11. **Rendimento adiabatico-isentropico del compressore** ( $\eta_c$ ): rapporto del lavoro della compressione adiabatica reversibile, dallo stato iniziale alla pressione finale, al lavoro della compressione reale nel compressore.
2. 12. **Rendimento isotermico del compressore** ( $\eta_{ci}$ ): rapporto del lavoro della compressione isotermica, dallo stato iniziale alla pressione finale, al lavoro della compressione reale nel compressore.

## 3. - Nomenclature per Reattori.

3. 1. **Reattore**: qualunque propulsore che utilizza la reazione di masse.
3. 2. **Termoreattore**: reattore in cui l'accelerazione delle masse emesse contribuisce la somministrazione di calore.
3. 3. **Autoreattore**: termoreattore in cui la compressione dell'aria avviene solo nel diffusore di captazione.
3. 4. **Pulsoreattore**: termoreattore in cui la combustione avviene periodicamente e dà luogo ad aumento di pressione.
3. 5. **Motoreattore**: termoreattore provvisto di compressore comandato da un motore volumetrico.
3. 6. **Turboreattore** (o **Turbogetto**): termoreattore provvisto di compressore comandato da una turbina a gas.
3. 7. **Motoelica**: gruppo propulsore ad elica comandata da un motore volumetrico.
3. 8. **Turboelica**: gruppo propulsore ad elica comandata da una turbina a gas.
3. 9. **Razzo** (o **Endogetto**): reattore in cui tutte le masse espulse sono portate a bordo dell'apparato.
3. 9. Simboli grafici per gli schemi: vedi figure allegate.

## 4. - Lavori, Energie, Rendimenti per Reattori.

4. 1. **Lavoro di propulsione**: prodotto dello spostamento del reattore per la somma algebrica delle proiezioni, sulla direzione del moto, delle spinte di tutte le masse captate od espulse.
4. 2. **Energia cinetica iniziale**: energia cinetica delle masse calcolata in base alla velocità assoluta del reattore.
4. 3. **Energia meccanica di espulsione**: energia cinetica delle masse espulse, calcolata in base alla velocità relativa acquistata allo sbocco dell'effusore, aumentata del lavoro dell'eventuale caduta di pressione allo stesso sbocco.
4. 4. **Rendimento propulsivo** ( $\eta_p$ ): rapporto del lavoro netto di propulsione,

all'energia meccanica di espulsione, aumentata dell'energia cinetica iniziale delle masse espulse e non captate.

4. 5. **Rendimento globale** ( $\eta_g$ ): rapporto del lavoro netto di propulsione, al calore equivalente al combustibile consumato, maggiorato dell'energia cinetica iniziale delle masse espulse e non captate.
4. 6. **Rendimento termico equivalente** ( $\eta_c$ ): rapporto dell'energia meccanica di espulsione, aumentata dell'energia cinetica iniziale delle masse espulse e non captate, al calore equivalente al combustibile consumato, aumentato dell'energia cinetica iniziale delle masse espulse e non captate.
4. 7. **Rendimento termico statico** ( $\eta_s$ ): rapporto dell'energia meccanica di

espulsione, al calore equivalente al combustibile consumato.

4. 8. **Rendimento adiabatico-isentropico della presa dinamica** ( $\eta_d$ ): rapporto del lavoro di una compressione adiabatica, dallo stato iniziale alla pressione finale, alla diminuzione di energia cinetica.
4. 9. **Rendimento adiabatico-isentropico dell'effusore** ( $\eta_e$ ): rapporto dell'aumento di energia cinetica, al lavoro di espansione adiabatica, dallo stato iniziale alla pressione finale.
4. 10. **Consumo specifico della propulsione** ( $q_p$ ): rapporto del consumo orario di combustibile, alla spinta.
4. 11. **Consumo specifico della potenza** ( $q_c$ ): rapporto del consumo orario di combustibile, alla potenza di propulsione.

- i) Turbine a condensatore caldo.
- l) Turbine ad accumulatore di vapore, funzionanti a pressioni variabili.
- m) Turbine a vapore di scarico.
- n) Turbine risultanti dalla combinazione delle precedenti in un gruppo con un solo generatore od in gruppi

## Norme ATI sulle turbine a vapore

### DEFINIZIONI ED INDICAZIONI GENERALI

Il Comitato Nazionale ATI 5 « *Motori a vapore* » (\*) ha portato a termine i lavori sulla preparazione della prima parte delle « *Norme per le turbine a vapore* » intitolata « *Definizioni ed indicazioni generali* ».

Il testo di questa prima parte delle *Norme* venne approvato, ad eccezione di qualche variante apportata successivamente su suggerimento di alcuni membri del Comitato ed a seguito delle deliberazioni prese in materia dal *Subcommittee 5A dell'International Electrotechnic Commission (I.E.C.)* nella riunione di Bruxelles (16 al 18-1-50), nell'adunanza plenaria, tenutasi a Roma il 21 ottobre 1949, mentre la elaborazione delle tabelle per segni convenzionali e per le raffigurazioni di macchinari ed apparecchi, approvate anch'esse nelle direttive generali, e la preparazione di tabelle aggiornate sulle proprietà del vapor d'acqua, di 10° in 10° e sino alla temperatura di 650° C., è continuata, durante il trimestre successivo alla riunione di Roma, ad opera di un ristretto sottocomitato, formato dai membri residenti a Padova.

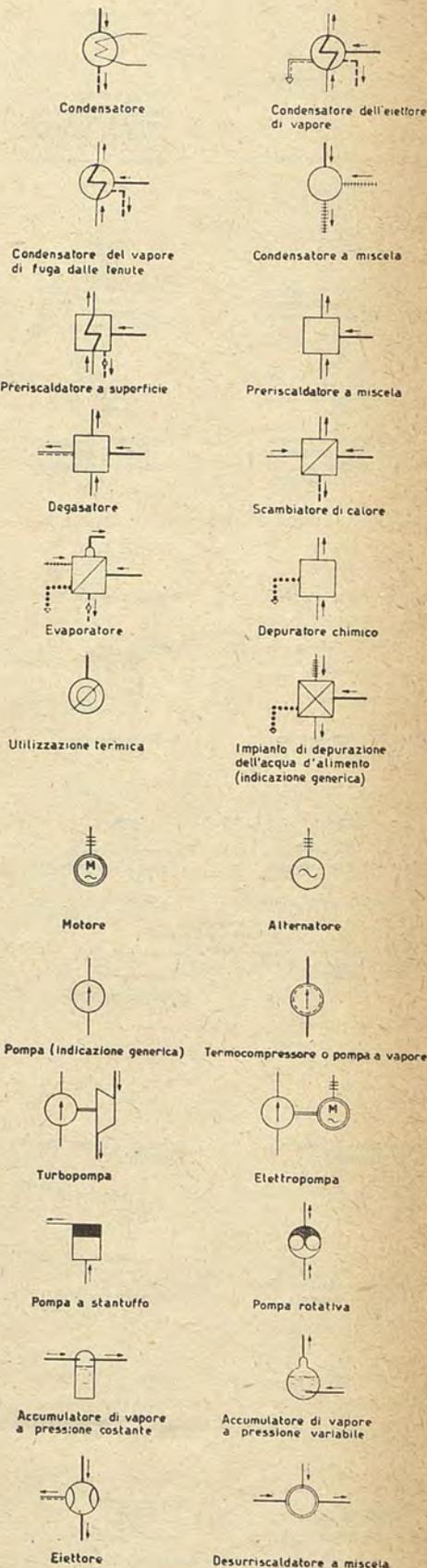
Per esplicito desiderio del Presidente Generale dell'ATI, Sen. Ecc. Panetti, iniziamo la pubblicazione di dette Norme e dei relativi allegati, onde sottoporre questa prima parte a pubblica inchiesta. Eventuali osservazioni, preferibilmente compilate in forma di controproposte, dovranno essere inviate indirizzandole al Presidente del Comitato Nazionale ATI 5 « *Motori a vapore* » (prof. Mario Medici, Padova, Via F. Marzolo 11-13) entro il 31 agosto 1950, dopo del qual termine questa prima parte verrà considerata definitivamente approvata.

### OGGETTO DELLE NORME

1. 1. 01 - Le presenti *Norme* si riferiscono a turbine dei seguenti tipi:

- a) Turbine a condensazione semplice.
- b) Turbine a condensazione con surriscaldamenti intermedi.
- c) Turbine a condensazione con rigenerazione termica ad uno o più gradini, per il preriscaldamento dell'acqua di alimentazione.
- d) Turbine a condensazione con surriscaldamenti intermedi e con rigenerazione termica.
- e) Turbine a ricupero termico parziale; con prelievo intermedio regolato di vapore (a derivazione e condensazione).
- f) Turbine a ricupero termico totale (a contropressione).
- g) Turbine a ricupero termico totale (a contropressione) con prelievi intermedi di vapore regolati (a derivazione ed a contropressione).
- h) Turbine a pressioni multiple di introduzione.

(\*) Il Comitato Nazionale ATI-5 « *Motori a vapore* » è attualmente costituito: Presidente: Prof. Dr. Ing. *Mario Medici*, ord. nell'Università di Padova; Vice Presidente: Dott. Ing. *Alfonso Saporiti*, Vicedirettore dello Stabilimento Meccanico Ansaldo, Genova; Segretario: Dr. Ing. *Ezio Jurzolla* dell'Università di Padova; Membri: Dr. Ing. *Ettore Buzzi*, Progettista Turbine della Società Franco Tosi, Milano; Prof. Dr. Ing. *Antonio Capetti*, Preside Facoltà d'Ingegneria e Direttore dell'Istituto di Macchine del Politecnico di Torino; Prof. Dr. Ing. *Cesare Codegone*, ord. nel Politecnico di Torino e Segretario Generale dell'ATI; Dr. Ing. *Ugo Crovetto*, Vicedirettore Generale dei Cantieri Riuniti dell'Adriatico-Trieste; Dr. Ing. *Renato Frisacco*, Direttore Ufficio Unificazioni della Società Montecatini-Milano; Dr. Ing. *Mario Mainardis*, Direttore Tecnico Centrale S.A.D.E., Venezia. Dr. Ing. *Renato San Nicolò*, Segretario Generale del C.E.I., Milano; Prof. Dr. Ing. *Francesco Roma*, Vicepresidente dell'A.N.C.C., Roma; Prof. Dr. Ing. *Igino Tessari*, Prof. di Macchine nell'Università di Trieste; Dr. Ing. *Piero Van-notti*, Capo Reparto Impianti Termici del Tecn. Brown Boveri, Milano.



separati con i generatori funzionanti in parallelo.

Le Norme servono per regolamentare tutte le relazioni che passano tra il Committente ed il Fornitore, a partire dall'offerta fino alla accettazione definitiva dei macchinari, dopo le prove di collaudo.

## DEFINIZIONI

### 1. Segni convenzionali.

2. 1. 01 I segni convenzionali usati nelle presenti Norme sono raccolti nelle tabelle 1 a 18 in appendice.

### 2. Schemi e Diagrammi degli Impianti a Vapore.

2. 2. 01 Gli schemi dei vari impianti a vapore, cui si riferiscono le presenti Norme, sono raffigurati nelle tabelle 19 e 20 in appendice.

### 3. Simboli.

2. 3. 01 Le pressioni sono da intendersi assolute (quelle effettive più la pressione barometrica) e si esprimono in kg/cmq. Ogni pressione si intende definita come media delle pressioni simultanee nei vari punti della sezione considerata.

Le temperature si esprimono in gradi Celsius °C e si rilevano nelle sezioni od in prossimità delle sezioni in cui si misurano le corrispondenti pressioni; esse si intendono pure definite quali medie delle temperature simultanee nei vari punti della sezione considerata.

2. 3. 02 Pressione iniziale ( $p_1$ ) e temperatura iniziale ( $t_1$ ) del vapore: sono quelle immediatamente a monte della valvola di presa della turbina od a monte del filtro di vapore, se questo è raggruppato con la valvola.

2. 3. 03 Pressione ( $p'_{s1}$ ) e temperatura ( $t'_{s1}$ ) del vapore avviato al primo surriscaldamento: sono quelle alla flangia di uscita dalla turbina. Pressioni e temperature del vapore avviato ad eventuali ulteriori surriscaldamenti ( $p'_{s2}$ ) e ( $t'_{s2}$ ), ( $p'_{s3}$ ) e ( $t'_{s3}$ ), ecc. sono quelle alle flangie corrispondenti di uscita dalla turbina.

2. 3. 04 Pressione ( $p''_{s1}$ ) e temperatura ( $t''_{s1}$ ) del vapore dopo il primo surriscaldamento: sono quelle alla flangia corrispondente di rientrata nella turbina. Pressioni e temperature del vapore dopo eventuali ulteriori surriscaldamenti ( $p''_{s2}$ ) e ( $t''_{s2}$ ), ( $p''_{s3}$ ) e ( $t''_{s3}$ ), ecc.: sono quelle alle flangie corrispondenti di rientrata nella turbina.

2. 3. 05 Pressione ( $p_{r1}$ ) e temperatura ( $t_{r1}$ ) del vapore estratto per il primo gradino di rigenerazione termica (quello a pressione più alta): sono quelle alla flangia corrispondente di uscita dalla turbina.

2. 3. 06 Pressione di scarico ( $p_2$ ) e temperatura di scarico ( $t_2$ ): sono quelle all'unione della turbina col tubo di scarico.

2. 3. 07 Temperatura dell'acqua di condensazione (condensa) ( $t_3$ ): è quella

alla flangia corrispondente di uscita dal condensatore.

2. 3. 08 Temperatura dell'acqua di circolazione (condensante) alla entrata ( $t_{c1}$ ) nel condensatore ed all'uscita ( $t_{c2}$ ) dal condensatore: sono quelle alle flangie corrispondenti di entrata nel condensatore e di uscita dal condensatore.

2. 3. 09 Pressione ( $p_{a1}$ ) e temperatura ( $t_{a1}$ ) dell'acqua di alimentazione dopo il primo gradino di rigenerazione termica: sono quelle alla flangia d'uscita dal corrispondente riscaldatore. Pressioni e temperature dell'acqua di alimentazione, dopo eventuali ulteriori gradini di rigenerazione termica ( $p_{a2}$ ) e ( $t_{a2}$ ), ( $p_{a3}$ ) e ( $t_{a3}$ ), ecc.: sono quelle alla flangia d'uscita dai corrispondenti riscaldatori.

2. 3. 10. Pressione ( $p_{u1}$ ) e temperatura ( $t_{u1}$ ) del vapore estratto dalla turbina ed avviato alla prima utilizzazione: sono quelle alla flangia corrispondente d'uscita dalla turbina.

Pressioni e temperature del vapore estratto per eventuali ulteriori utilizzazioni ( $p_{u2}$ ) e ( $t_{u2}$ ), ( $p_{u3}$ ) e ( $t_{u3}$ ), ecc.: sono quelle alle flangie corrispondenti di uscita dalla turbina.

2. 3. 11 Pressione ( $p_{fa}$ ) e temperatura ( $t_{fa}$ ) del vapore di fuga raccolto al dispositivo di tenuta anteriore: sono quelle alla flangia corrispondente di uscita.

Pressione ( $p_{fp}$ ) e temperatura ( $t_{fp}$ ) del vapore di fuga raccolto al dispositivo di tenuta posteriore: sono quelle alla flangia corrispondente d'uscita.

2. 3. 12 Se la turbina è composta di più corpi, i vari simboli, posti tra parentesi, sono seguiti dalla cifra romana I, II, ecc., indicante il corpo corrispondente.

### 4. Flusso del Vapore e dell'Acqua.

2. 4. 01. Le portate si esprimono in kg/h.

2. 4. 02 Si considerano:

a) la portata di vapore all'ingresso nella turbina ( $M_1$ );

b) le portate di vapore dalla turbina ai surriscaldatori ( $M'_{s1}$ ), ( $M'_{s2}$ ), ecc.;

c) le portate di vapore dai surriscaldatori alla turbina ( $M''_{s1}$ ), ( $M''_{s2}$ ), ecc.;

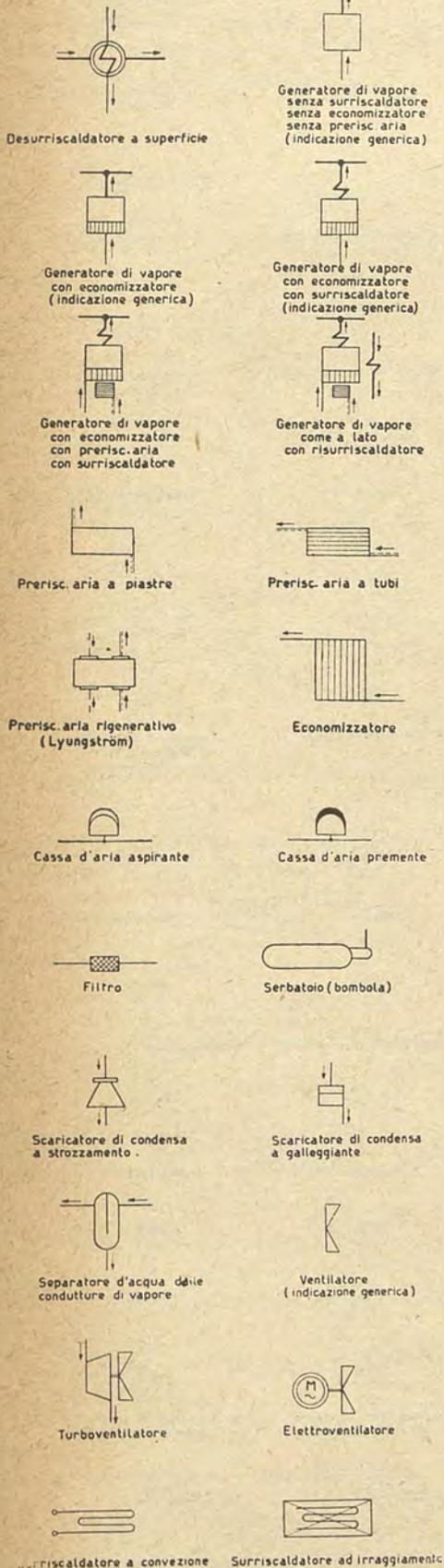
d) le portate di vapore dalla turbina di gradini di rigenerazione termica ( $M_{r1}$ ), ( $M_{r2}$ ) ecc.;

e) le portate di vapore dalla turbina alle utilizzazioni ( $M_{u1}$ ), ( $M_{u2}$ ), ecc.;

f) le portate di vapore di fuga al dispositivo di tenuta anteriore ( $M_{fa}$ ) e posteriore ( $M_{fp}$ );

g) la portata di vapore all'uscita dalla turbina ( $M_2$ );

h) la portata di acqua condensata all'uscita dal condensatore ( $M_3$ );



- i) la portata di acqua condensata all'uscita dai gradini di rigenerazione termica ( $M_{cr1}$ ), ( $M_{cr2}$ ), ecc.;
- l) la portata di acqua condensante o di circolazione del condensatore ( $M_c$ ).

### 5. Valori dell'Entalpia (contenuto termico).

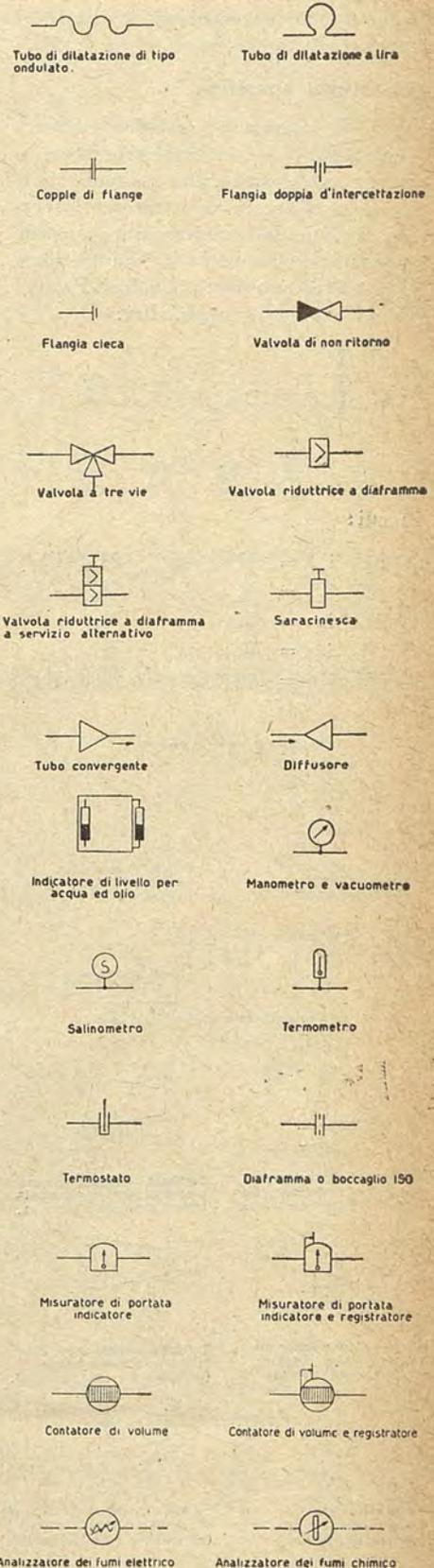
- 2. 5. 01 I valori dell'entalpia del fluido operante in turbina si desumono, per ogni sezione, dalle tabelle relative alle proprietà del fluido:
  - a) in funzione della soppressione e della temperatura, quando si tratti di vapore surriscaldato o di acqua;
  - b) in funzione della temperatura e del titolo ( $x$ ), ovvero in funzione della pressione e del titolo, quando si tratti di vapore umido.
- 2. 5. 02 Le tabelle delle proprietà del vapore d'acqua, allegate in appendice, sono state ricavate con riferimento ai capisaldi fissati nella più recente Conferenza internazionale sulle proprietà del vapore d'acqua ed ai valori tabellari elaborati su detti capisaldi dalla « Combustion Engineering Staff » sino alla temperatura di 650 °C.
- 2. 5. 03 Si considerano:
  - a) l'entalpia iniziale del vapore ( $i_1$ );
  - b) l'entalpia del vapore avviato al primo surriscaldatore ( $i''_{s1}$ );
  - c) l'entalpia del vapore avviato ad eventuali ulteriori surriscaldatori ( $i''_{s2}$ ), ( $i''_{s3}$ ), ecc.;
  - d) l'entalpia del vapore dopo il primo surriscaldamento ( $i''_{s1}$ );
  - e) l'entalpia del vapore dopo eventuali ulteriori surriscaldamenti ( $i''_{s2}$ ), ( $i''_{s3}$ ), ecc.;
  - f) l'entalpia del vapore estratto per il primo gradino di rigenerazione termica ( $i_{r1}$ );
  - g) l'entalpia del vapore estratto per eventuali ulteriori gradini di rigenerazione termica ( $i_{r2}$ ), ( $i_{r3}$ ), ecc.;
  - h) l'entalpia del vapore estratto per la prima utilizzazione ( $i_{u1}$ );
  - i) l'entalpia del vapore estratto per eventuali ulteriori utilizzazioni ( $i_{u2}$ ), ( $i_{u3}$ ), ecc.;
  - l) l'entalpia del vapore di fuga al dispositivo di tenuta anteriore ( $i_{fa}$ );
  - m) l'entalpia del vapore di fuga al dispositivo di tenuta posteriore ( $i_{fp}$ );
  - n) l'entalpia del vapore di scarico ( $i_2$ );
  - o) l'entalpia dell'acqua ( $i'_2$ ) alla temperatura  $t_2$ ;
  - p) l'entalpia del condensato ( $i_3$ );
  - q) le entalpie dell'acqua condensante o di circolazione del condensatore, all'ingresso ( $i_{c1}$ ) ed all'uscita ( $i_{c2}$ );
  - r) l'entalpia dell'acqua di alimentazione dopo il primo gradino di rigenerazione termica ( $i_{a1}$ );
  - s) l'entalpia dell'acqua di alimentazione dopo gli eventuali ulteriori gradini di rigenerazione termica ( $i_{a2}$ ), ( $i_{a3}$ ), ecc.

### 6. Potenze.

- 2. 6. 01 Le potenze ( $P$ ) si esprimono e si misurano in kW.
- 2. 6. 02 *Potenza elettrica ai morsetti* ( $P_{elm}$ ) è la potenza elettrica del gruppo turbogeneratore, misurata ai morsetti dell'elettrogeneratore.
- 2. 6. 03 *Potenza massima continua o potenza nominale* ( $P_{ng}$ ) del gruppo turbogeneratore è la massima potenza elettrica, misurata ai morsetti dell'elettrogeneratore, che il gruppo è capace di fornire con continuità, ad una determinata velocità di rotazione (velocità normale o nominale), con il consumo specifico garantito, in condizioni d'esercizio compatibili con le garanzie di sicurezza e di durata. Le potenze unificate per i turbogruppi a vapore (turboalternatori a vapore) sono, per convenzione internazionale (riunione I.E.C. di Bruxelles 1950), quelle *massime continue*, misurate ai morsetti degli elettrogeneratori e per le condizioni del vapore all'introduzione in turbina, specificate nelle tabelle di unificazione del sottocomitato 5A dell'I.E.C.
- 2. 6. 04 *Potenza massima di sovraccarico* ( $P_{sg}$ ) del gruppo turbogeneratore è (I.E.C. 1950) la potenza elettrica, misurata ai morsetti dell'elettrogeneratore, ottenibile quando la turbina assorbe una portata di vapore supplementare dell'ordine del 5 % oltre la portata di valore corrispondente alla potenza massima continua, indipendentemente dalla considerazione del consumo specifico ed in condizioni di esercizio compatibili con le garanzie di sicurezza e di durata.
- 2. 6. 05 *Potenza al giunto* ( $P_g$ ) è la potenza meccanica al giunto di accoppiamento della turbina colla macchina che essa aziona. Se è interposto un riduttore di velocità, essa è la potenza in corrispondenza al giunto dopo detto riduttore.
- 2. 6. 06 *Potenza economica o di massimo rendimento della turbina* ( $P_e$ ) è la potenza meccanica al giunto, alla quale corrisponde un valore minimo per il consumo specifico di vapore (kg/kWh) o termico (kcal/kWh).
- 2. 6. 07 *Potenza massima continua (o potenza nominale) della turbina* ( $P_n$ ) è la massima potenza meccanica, che la turbina è capace di fornire con continuità, alla velocità di rotazione normale o nominale, con il consumo specifico garantito, in corrispondenza al giunto di accoppiamento colla macchina che la turbina aziona.
- 2. 6. 08 *Potenza massima di sovraccarico della turbina* ( $P_s$ ) (I.E.C. 1950) è la potenza meccanica ottenibile in corrispondenza al giunto di accoppiamento colla macchina, che la turbina aziona, quando viene assorbita una portata di

vapore supplementare dell'ordine del 5 % oltre la portata relativa alla potenza massima continua definita al 2. 6. 07.

- 2. 6. 09 *Potenza meccanica utilizzabile* ( $P_u$ ) è la potenza al giunto di accoppiamento della turbina colla macchina che essa aziona, diminuita delle potenze assorbite dai seguenti macchinari ausiliari, inclusi i loro motori di azio-



namento, quando questi macchinari non sono azionati direttamente dall'albero della turbina: a) pompe dell'olio; b) pompe dell'acqua di circolazione del condensatore; c) meccanismi d'estrazione dell'aria dal condensatore; d) pompa di estrazione del condensato.

2. 6. 10 *Potenza elettrica netta* ( $P_{eln}$ ) è la potenza elettrica del gruppo turbogeneratore, misurata ai morsetti dell'elettrogeneratore, diminuita delle potenze assorbite dai motori di azionamento dei meccanismi ausiliari del turbogeneratore elencati al 2. 6. 09.

## 7. Consumi specifici.

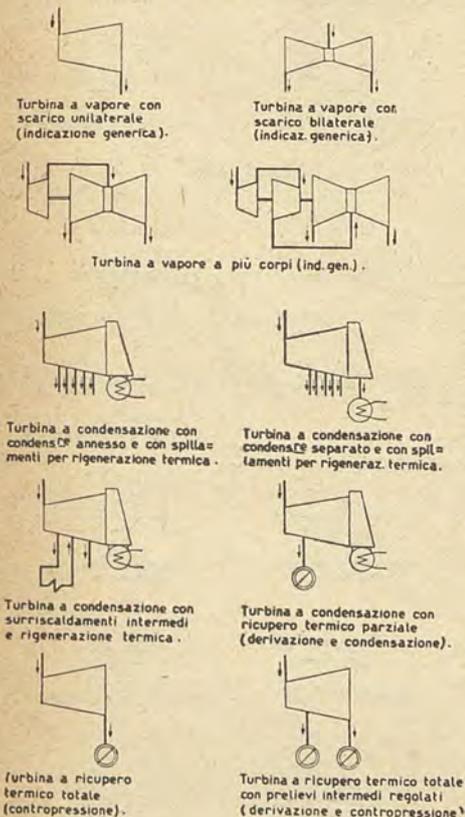
2. 7. 01 *Il consumo specifico termico* (kcal/kWh) di un turbogeneratore o di una qualsiasi turbina a vapore delle classi considerate nelle presenti Norme, è dato dalla espressione generale seguente, nella quale è da introdurre per P rispettivamente il valore  $P_{ng}$  nel primo caso e  $P_n$  negli altri:

$$C_{st} = \frac{1}{P} \left[ M_1 (i_1 - i_2) - \left\{ \sum M'_s i'_s - \sum M''_s i''_s + \sum M_r i_r + \sum M_u i_u + \sum M_f i_f - (\sum M'_s - \sum M''_s + \sum M_u + \sum M_r + \sum M_f) i_2 \right\} \right]$$

in cui:

$$\begin{aligned} \sum M'_s i'_s &= M'_{s1} i'_{s1} + M'_{s2} i'_{s2} + \dots; & \sum M''_s i''_s &= M''_{s1} i''_{s1} + M''_{s2} i''_{s2} + \dots; \\ \sum M_r i_r &= M_{r1} i_{r1} + M_{r2} i_{r2} + \dots; & \sum M_u i_u &= M_{u1} i_{u1} + M_{u2} i_{u2} + \dots; \\ \sum M_f i_f &= M_{fa} i_{fo} + M_{fp} i_{fp}; & \sum M_f &= M_{fa} + M_{fp}; \end{aligned}$$

### TURBINE A VAPORE



A seconda del tipo di turbina verranno considerati nelle espressioni del consumo termico specifico tutti i precedenti termini o solo parte di essi.

2. 7. 02 *Consumo specifico di vapore*  $c_{sv}$  (kg/kWh) di un turbogeneratore o di una qualsiasi turbina dei tipi considerati è dato dalle espressioni seguenti:

$$c_{sv} = \frac{M_1}{P_{ng}} \text{ e rispettivamente } \frac{M_1}{P_n}$$

2. 7. 03 *Consumo specifico termico medio*: (kCal/kWh)

*Consumo specifico di medio vapore* (kg/kWh)

sono quelli che si ottengono dall'integrazione grafica del diagramma di consumo e di quello del carico, in funzione del tempo.

## 8. Velocità di rotazione.

2. 8. 01 *Le velocità di rotazione* si esprimono in giri al minuto.

$$i = 100 \frac{n_0 - n}{n}$$

2. 8. 07 *Variazione massima istantanea di velocità* (percentuale) è espressa da:

$$100 \frac{n_m - n}{n}$$

2. 8. 08 *Aumento di velocità necessario per l'intervento del regolatore di sicurezza* (percentuale) è espresso da:

$$100 \frac{n_{rs} - n}{n}$$

2. 8. 02 *Velocità normale o nominale* ( $n$ ) è quella di esercizio con la potenza massima continua e corrispondente al valore esatto della frequenza della rete elettrica, se la turbina aziona un elettrogeneratore a c. a.

2. 8. 03 *Velocità a vuoto* ( $n_0$ ) è la velocità di regime, che si stabilisce dopo staccato il carico.

2. 8. 04 *Velocità massima istantanea* ( $n_m$ ) è la massima velocità raggiunta dopo staccato il carico alla velocità normale o nominale.

2. 8. 05 *Velocità d'intervento del regolatore di sicurezza* ( $n_{rs}$ ) è quella alla quale il regolamento di sicurezza agisce per chiudere la valvola di introduzione del vapore in turbina. Si devono prevedere due dispositivi automatici limitatori degli eccessi di velocità ad azione indipendente; il primo, tarato tra i limiti di 1,09n e di 1,11n; il secondo, tarato tra i limiti di 1,14n e di 1,16n.

2. 8. 06 *Irregolarità e*, cioè, la somma della staticità e dell'insensibilità (variazione permanente percentuale di velocità), è espressa da:

Nelle norme originarie è contenuto un dizionario tecnico con la traduzione dei più comuni termini tecnici nelle lingue italiano, inglese, francese, tedesco.

# R E C E N S I O N I

**Mario Medici - Le macchine termiche - 4<sup>a</sup> Ediz. pagg. 947, figg. 614, con 138 esempi numerici e 1 tavola fuori testo. Editore CEDAM, Padova, 1950.**

La 4<sup>a</sup> edizione del noto trattato di macchine termiche del Prof. Mario Medici della Università di Padova, costituisce un notevole aggiornamento delle edizioni precedenti.

L'amplessima materia è divisa in 6 parti: Generatori, accumulatori e trasformatori di vapore; Turbine e motrici alternative a vapore; Condensatori di

vapore e scambiatori termici vapore-liquido; Turbocompressori e turbosofianti; Motori a combustione interna; Turbine a gas. Un'appendice dà notizie sulle possibilità d'utilizzazione industriale dell'energia atomica per impianti termici.

Il diagramma di Mollier, inserito nel volume, è esteso fino a 650° C in base a dati americani ed ha un'asse ausiliario delle entalpie graduato in wattora/Kg.

La ricchezza delle illustrazioni ed il notevole numero di esempi numerici rendono il volume utilissimo non soltanto agli studenti d'ingegneria, ma anche ai professionisti.

CESARE CODEGONE.

**E. W. Taylor - La vita - Le opere - Gli epigoni (Francesco Mauro) - Pagg. 178, Ed. La Cultura - Milano.**

La vita del « padre della organizzazione scientifica del lavoro », come è chiamata dagli Americani, scritta con stile limpido e fluido, ispirata da una palese simpatia per l'Uomo e per il Tecnico, sia pure temperata da franche critiche per atteggiamenti soverchiamente rigidi; ecco la prima parte di questo volume che sarà letto con vivo interesse da quanti si occupano del lavoro e dei mezzi per elevarlo e renderlo più conforme a ragione.

Segue l'analisi dell'opera, che solo ora, misurandone gli effetti dallo straordinario progresso dell'industria statunitense che vi si è ispirata, può essere valutata in tutta la sua eccezionale importanza. Tale analisi è scritta con non comune competenza e si allarga anche

ai continuatori dell'opera del Taylor, con particolare riguardo alla elaborazione ed allo sviluppo che tale opera ha suscitato in Europa.

Un saggio bibliografico molto esteso è riportato alla fine del volume e sarà vivamente apprezzato dai competenti ed in genere da coloro che desiderano approfondire questi problemi di così viva attualità.

CESARE CODEGONE.

**Cesare Codegone - Problemi di illuminazione, pagg. 110 con 66 figure e 10 tabelle numeriche. ed Giorgi, Torino, 1950.**

Questo fascicolo riguarda una parte del Corso di Fisica Tecnica svolto dall'A. nel Politecnico di Torino. Vi sono date le linee direttive per la soluzione

di alcuni fra i più importanti problemi che si incontrano nella tecnica della illuminazione.

Dopo alcuni richiami sulla colorimetria e sui fenomeni di abbagliamento, sono descritte le principali proprietà delle sorgenti naturali ed artificiali di luce, comprese le più recenti a fluorescenza.

Sono poi trattati con qualche ampiezza, mettendo in evidenza utili analogie termiche, i metodi di calcolo degli impianti, anche nel caso delle sorgenti estese in superficie o di forma molto allungata.

Una appendice riguarda le volte luminose e la loro forma più conveniente. Infine tabelle numeriche forniscono dati colorimetrici e fotometrici di varie sorgenti e della superficie di numerosi materiali da costruzione, come pure i valori degli illuminamenti consigliati nella illuminazione pubblica e privata.

A. C. M.

## B O L L E T T I N O D E I P R E Z Z I

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' OTTOBRE 1950

#### A — Mano d'opera (operai edili)

I prezzi sono comprensivi di tutte le variazioni sopravvenute fino al 1° ottobre 1950. Nelle quotazioni riportate sono incluse spese generali ed utili dell'impresa.

Operaio specializzato . . . . .	L/h.	380	—
Operaio qualificato . . . . .	»	310	—
Manovale specializzato . . . . .	»	290	—
Manovale comune . . . . .	»	270	—
Garzoni dai 18 ai 20 anni . . . . .	»	255	—
Garzoni dai 16 ai 18 anni . . . . .	»	200	—

#### 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.

#### Sabbie - Ghiaie

Ghiaia naturale del Po e della Stura (sabbione) . . . . .	L/mc.	650	750
Sabbia vagliata di fiume . . . . .	»	600	800
Ghiaietto per c. a. vagliato di fiume . . . . .	»	700	800
Sabbione di cava non lavato . . . . .	»	350	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.	L/mc.	68.000	—
Pietra come sopra ma di Malanaggio	»	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 . . . . .	»	3.200	—
Davanzali in botticino lucidati su una faccia e per frontalino:			
di cm. 3 di spessore . . . . .	»	5.000	—
Ardesie per copertura 40 x 40 scantonate e forate (per sviluppo di lastra) . . . . .	»	250	—
Lastre di travertino per rivestimenti spess. cm. 4 . . . . .	»	3.000	—

#### Leganti ed agglomerati

(sacchi compresi - esclusa calce bianca)

Calce bianca in zolle (Piasco) . . . . .	L/ql.	850	900
Calce idraulica macinata tipo 100 . . . . .	»	690	700
Cemento tipo 500 . . . . .	»	1.000	1.100
Cemento tipo 680 . . . . .	»	1.150	1.300
Cemento fuso . . . . .	»	—	3.700
Gesso . . . . .	»	400	420
Scagliola . . . . .	»	650	—

### Laterizi ed affini

Mattoni pieni 6×12×24 a mano al mille . . . . .	L.	7.700	8.500
Mattoni tipo paramano (non sabb.) . . . . .	»	14.000	—
Mattoni pieni di ricupero (compreso le teste) al mille . . . . .	»	—	4.000
Mattoni semip. 6×12×24 al mille . . . . .	»	7.200	7.800
Mattoni forati a due fori 6×12×24 al mille . . . . .	»	6.300	7.000
Mattoni forati a 4 fori 8×12×24 al mille . . . . .	»	7.500	8.000
Tegole curve com. (coppi) al mille . . . . .	»	10.000	11.500
Tegole piane 0,42×0,25 . . . . .	»	16.000	15.500
Copponi (colmi per tegole curve) caduno . . . . .	»	—	—
Colmi per tegole piane caduno . . . . .	»	37	40
Tavelle tipo Perret da 2,5 cm. di spessore, al mq. . . . .	»	200	230
» spessore 3,5 cm . . . . .	»	220	250
Blocchi per c. a. con alette o fondelli per ogni cm. di spessore, al mq. . . . .	»	28	29
Blocchi forati laterizi per formazione di travi armate da confezionarsi a piè d'opera:			
da 8 cm. di spessore al mq. . . . .	»	290	320
per spessori da cm. 12 compreso in più per ogni cm. di spessore al mq. . . . .	»	32	35

### Legnami

Tavolame d'abete e larice rifilato a lati paralleli di spess. da 2 a 4 cm. lungh. commerc. (4 ml.):			
prima scelta da lavoro . . . . .	L/mc.	—	33.000
seconda scelta da lavoro . . . . .	»	—	21.000
terza qualità per casseri . . . . .	»	15.000	16.000
cortame . . . . .	»	12.000	13.000
Tavolame di pioppo rifilato, spessore 4 cm. lunghezza commerciale (3 ml.).			
1 <sup>a</sup> qualità . . . . .	»	13.000	—
Travi asciate grossolanamente uso Piemonte; abete o larice:			
lunghezze da 4 ad 8 ml. . . . .	»	—	—
lunghezze superiori agli 8 ml. . . . .	»	—	—
Travi asciate uso Trieste di abete lunghezze da 4 ad 8 ml. . . . .	»	12.500	13.000
» superiori agli 8 ml. . . . .	»	—	13.500
Travi squadrati alla sega; spigoli commerciali; lungh. e sez. obbl.			
Abete: fino a ml. 6 . . . . .	L/mc.	—	17.500
oltre a ml. 6 . . . . .	»	—	19.500
Larice: fino a ml. 6 . . . . .	»	—	18.500
oltre a ml. 6 . . . . .	»	—	20.000
Murali in abete o larice di sezione 5×7 a 10×10, lungh. comm. . . . .	»	16.000	16.000
Tondi in abete o larice fino a ml. 6 . . . . .	»	9.000	9.000
Legnami compensati, levigati su di una faccia. Pioppo tre strati:			
spessore mm. 3 . . . . .	L/mq.	350	375
» » 4 . . . . .	»	465	460
» » 5 . . . . .	»	580	660
» » 6 . . . . .	»	—	—

### Pioppo cinque strati:

spessore mm. 5 . . . . .	»	—	—
» » 6 . . . . .	»	690	740
» » 8 . . . . .	»	950	1.000
» » 10 . . . . .	»	1.200	1.300
Perlinaggio in larice da 25 cm . . . . .	»	—	—

### Metalli e leghe

Ferro tondo omogeneo per c. a. . . . .			
mm. 15 a 30 . . . . .	L/kg.	75	85
da 8 a 14 mm. . . . .	»	80	90
da 5 a 7 mm. . . . .	»	85	95
Ferro tondo semiduro per c. a. da mm. 15 a 30 . . . . .	»	78	88
Travi I.N.P. mm. 200-300 (base) . . . . .	»	80	90
Ferri a L-T-Z spigoli vivi o arrotondati . . . . .	»	90	95
Ferro piatto di dimensioni 8-130 spessore 30-40 (base) . . . . .	»	85	—
Lamiere nere di spessore inferiore ai 4 mm. (base) . . . . .	»	145	160
Lamiere zincate da 4 a 5/10 mm. compreso . . . . .	»	—	—
da 6 a 10/10 mm. compreso . . . . .	»	180	200
da 10 a 15/10 mm. compreso . . . . .	»	—	—

### Vetri

(in lastre di grandezza commerciale)

Vetri lucidi semplici spess. 1,6-1,9	L/mq.	450	500
Vetri lucidi semidoppi » 2,7-3,2	»	750	850
Vetri lucidi doppi (mezzo cristallo) spessore 4,0-4,5 . . . . .	»	—	—
» » » . . . . .	»	1.300	1.800
Vetri stampati . . . . .	»	900	1.000
Vetri rigati pesanti da lucernario . . . . .	»	1.000	1.100
Vetri retinali . . . . .	»	1.400	1.600

### Gres

#### Tubi in gres a bicchiere:

Ø interno 8 cm. . . . .	L/ml.	550	650
» » 10 » . . . . .	»	720	850
» » 12 » . . . . .	»	900	1.000
» » 15 » . . . . .	»	1.000	1.100
Curve Ø 8 . . . . .	L/cad.	480	500
» 10 . . . . .	»	710	730
» 12 . . . . .	»	880	910
» 15 . . . . .	»	1.100	1.300

#### Sifoni con ispezioni:

Ø 8 . . . . .	»	1.500	1.700
» 10 . . . . .	»	1.900	2.000
» 12 . . . . .	»	2.500	2.700
» 15 . . . . .	»	3.400	3.600

Piastrelle in gres rosso 7,5×15 spessore 1 cm. . . . .	L/mq.	650	750
--	-------	-----	-----

### Manufatti in cemento

Tubi in cemento per cm. di diam. . . . .	L/m.	18,50	20
Piastrelle in cemento unicolori 20×20 spessore cm. 2 . . . . .	L/mq.	420	450
Piastrelle in graniglia normale con scaglie di marmo fino a cm. 1,5; 20×20 spessore cm. 2 . . . . .	»	520	560
Piastrelle a scaglia grossa fino a 3 cm. . . . .	»	850	900
Pietrini di cemento . . . . .	»	700	750