



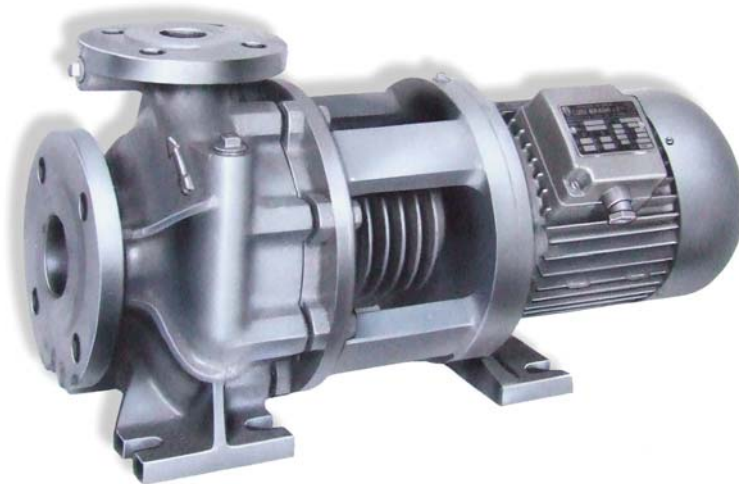
Pompe 1906



tenuta meccanica sull'albero
distanziata nel supporto
senza raffreddamento

*mechanical seal on shaft
in recessed position
without cooling*

**CIRCULATING CENTRIFUGAL PUMP
FOR HEAT TRANSFER OIL**



**POMPE CENTRIFUGHE
DI CIRCOLAZIONE
PER OLIO DIATERMICO**

**ON
ONM**

normalizzazione standardization

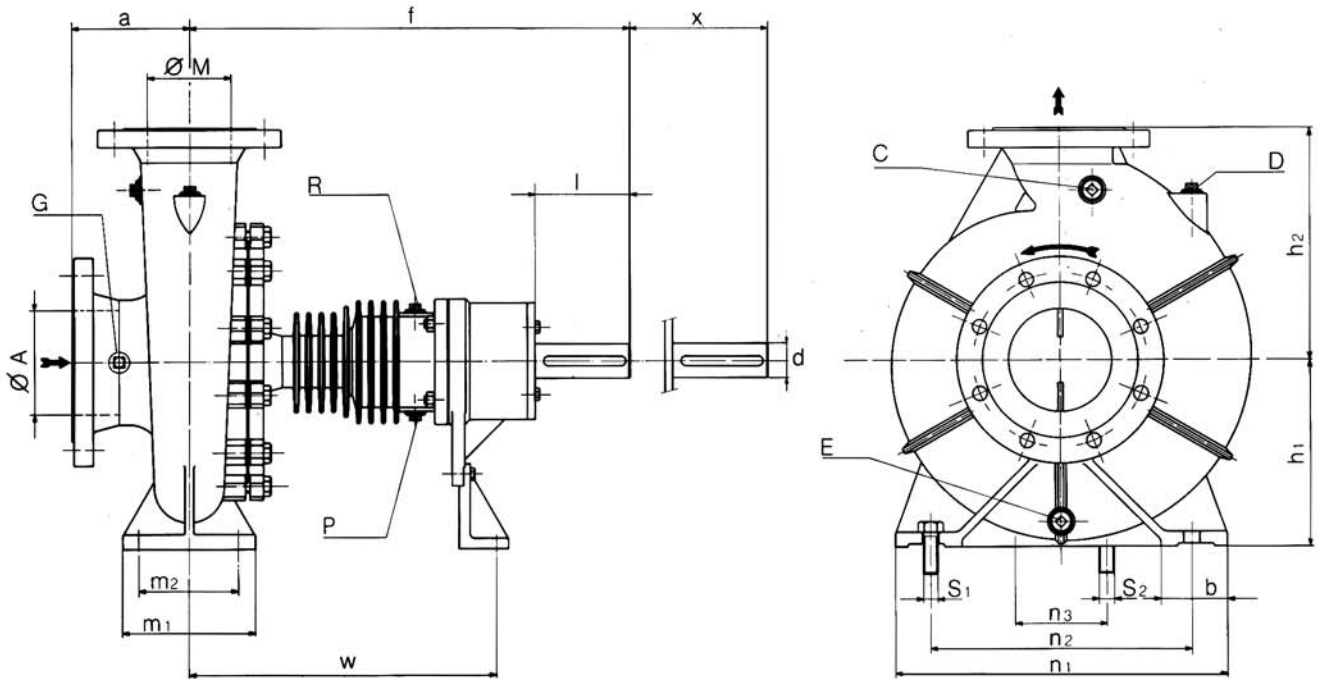


Fig. 2351

NOSTRA DESIGNAZIONE <i>our designation</i>			UNIFICAZIONE ISO 2858 <i>standardization</i>																																						
SERIE <i>series</i>	GRANDEZZA <i>size</i>	GIRANTE <i>impeller</i>	BOCCHIE <i>nozzles</i>		DIAMETRO GIRANTE <i>impeller diameter</i>	n' giri/min <i>R.P.M.</i>				DIMENSIONI IN mm <i>dimensions</i>																															
			ASPIRAZIONE <i>suction</i> Ø A mm	MANDATA <i>discharge</i> Ø M mm		1.450		2.900		a	f	h ₁	h ₂	b	m ₁	m ₂	n ₁	n ₂	n ₃	w	S ₁	S ₂	d	l	x																
						Q m ³ /h	H m	Q m ³ /h	H m																																
ON	53	A	50	32	125	6,3	5	12,5	20	80	385	112	140	50	100	70	190	140	110	285	M 12	M 12	24	50	100																
		B			160																					32	132	160	160	240	190	210	160	240	190	265	212	320	250	345	280
		C			200																					50	160	180	250	200	250	320	250	370	32	80					
		D			250																					80	100	500	180	225	65	125	95	320	250	370	32	80			
	65	A	65	50	125	12,5	5	25	20	80	385	112	140	50	100	70	210	160	110	285	M 12	M 12	24	50	100																
	65	B	65	50	160																					32	132	160	160	240	190	265	212	320	250	345	280				
	64	C	65	40	200																					50	100	160	180	250	200	250	320	250	370	32	80				
	64	D	65	40	250																					80	125	500	180	225	65	125	95	320	250	370	32	80			
	64	E	65	40	315																					125	125	200	250	225	280	345	280	370	32	80					
	86	A	80	65	125	25	5	50	20	100	385	132	160	50	100	70	240	190	110	285	M 12	M 12	24	50	100																
	86	B	80	65	160																					32	160	180	200	265	212	320	250	370	32	80					
	85	C	80	50	200																					50	125	500	180	225	65	125	95	320	250	370	32	80			
	85	D	80	50	250																					80	125	500	180	225	65	125	95	320	250	370	32	80			
	85	E	80	50	315																					125	125	225	280	225	280	345	280	370	32	80					
	108	A	100	80	125	50	5	100	20	100	385	160	180	65	125	95	280	212	110	285	M 12	M 12	24	50	100																
	108	B	100	80	160																					32	200	200	250	320	250	370	32	80							
	106	C	100	65	200																					50	500	180	225	80	160	120	360	280	370	32	80				
	106	D	100	65	250																					80	125	200	250	80	160	120	360	280	370	32	80				
	106	E	100	65	315																					125	125	530	225	280	80	160	120	400	315	370	32	80			
	1210	C	125	100	200	125	12,5	250	50	125	500	220	280	80	160	120	360	280	110	370	M 16	M 12	42	110	140																
D	250	80			225																					250	315	280	315	370	42	110									
E	315	140			530																					250	315	280	315	370	42	110									
F	400	140			530																					280	355	100	200	150	500	400	370	42	110						

Tab. 235T

CARATTERISTICHE GENERALI

Le pompe della Serie ON sono derivate dalle rispettive grandezze della nostra Serie normalizzata N, progettata in conformità alla **Norma Internazionale ISO 2858** (la più recente e compiuta normativa europea, che supera e sostituisce le varie normative nazionali). Si tratta di pompe centrifughe monostadio, ad aspirazione terminale, del tipo BACK-PULL-OUT, tale da permettere l'asportazione del blocco rotore-supporto senza sconnettere il corpo-voluta dal circuito e, in presenza di un giunto spaziatore, senza rimuovere il motore di comando.

Il canotto del supporto ha la particolarità di essere alettato, al fine di poter disperdere efficacemente il calore proveniente dal coperchio e, quindi, di limitare a valori ammissibili la temperatura di lavoro del cuscinetto interno.

La flangiatura delle bocche è conforme all'unificazione UNI 2278 (PN 16).

MATERIALI COSTRUTTIVI

Il corpo-voluta, il coperchio, il canotto e il supporto sono di ghisa sferoidale GS 400/12 - UNI 4544/74, con struttura prevalentemente ferritica e con buona resilienza a caldo.

La girante è di ghisa legata G 25-UNI 5007.

Materiali speciali, specificatamente studiati, sono stati adottati per la tenuta meccanica e per la boccola nel coperchio.

Restano, comunque, esclusi tutti quei materiali, come il rame e sue leghe, che possano agire da catalizzatori nelle reazioni di ossidazione dell'olio pompato, provocandone così un grave degrado.

LIMITI D'IMPIEGO

Per olio alla temperatura massima di 320°C.

VELOCITÀ E SENSO DI ROTAZIONE

Per la maggior parte delle grandezze la velocità massima è di 3.550 giri/min.

Il senso di rotazione è quello orario, guardando la pompa dal lato accoppiamento.

GENERAL FEATURES

The Series ON pumps derive from our standardized Series N, designed according to **International Standard ISO 2858** (the most recent and up to date european standard, which supersedes the various national standards).

The ON pumps are end-suction single stage centrifugal units, of the BACK PULL-OUT type, such to allow removal for the rotor-support block without disconnecting the pump casing from the pipes and, if supplied with a spacer, without removing the motor.

The support stem is externally finned to allow an efficient heat transmission and limit to tolerable values the operating temperature of the *inside* bearing. Ports flanges are according to standard UNI 2278 (PN 16).

MECHANICAL SPECIFICATIONS

The casing, the cover, the support stem and its supporting foot are in spheroidal iron GS 400/12 - UNI 4544/74, with a prevailing ferritic structure and a good resilience.

The impeller is in alloyed iron G25-UNI 5007.

Special materials, specifically studied, have been employed for the mechanical seal and the cover bushing.

All materials like copper and its alloys are excluded as they can act as catalyzers in the oxidation reactions of the pumped oil, thus degrading the oil quality.

LIMITS OF USE.

For heat transfer oil at operating temperature up to 320°C.

SPEED AND ROTATION

For most of sizes maximum speed is 3.550 R.P.M.

The sense of rotation is clockwise looking at the pump from the coupling side.

SEZIONE E NOMENCLATURA

Section and parts list

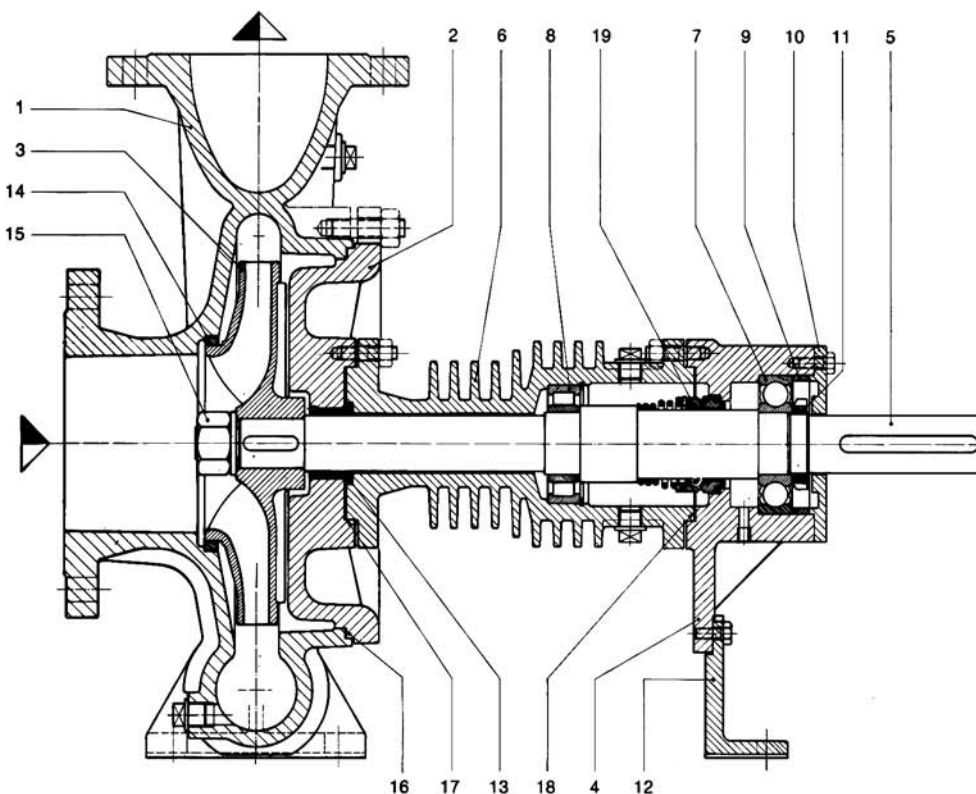
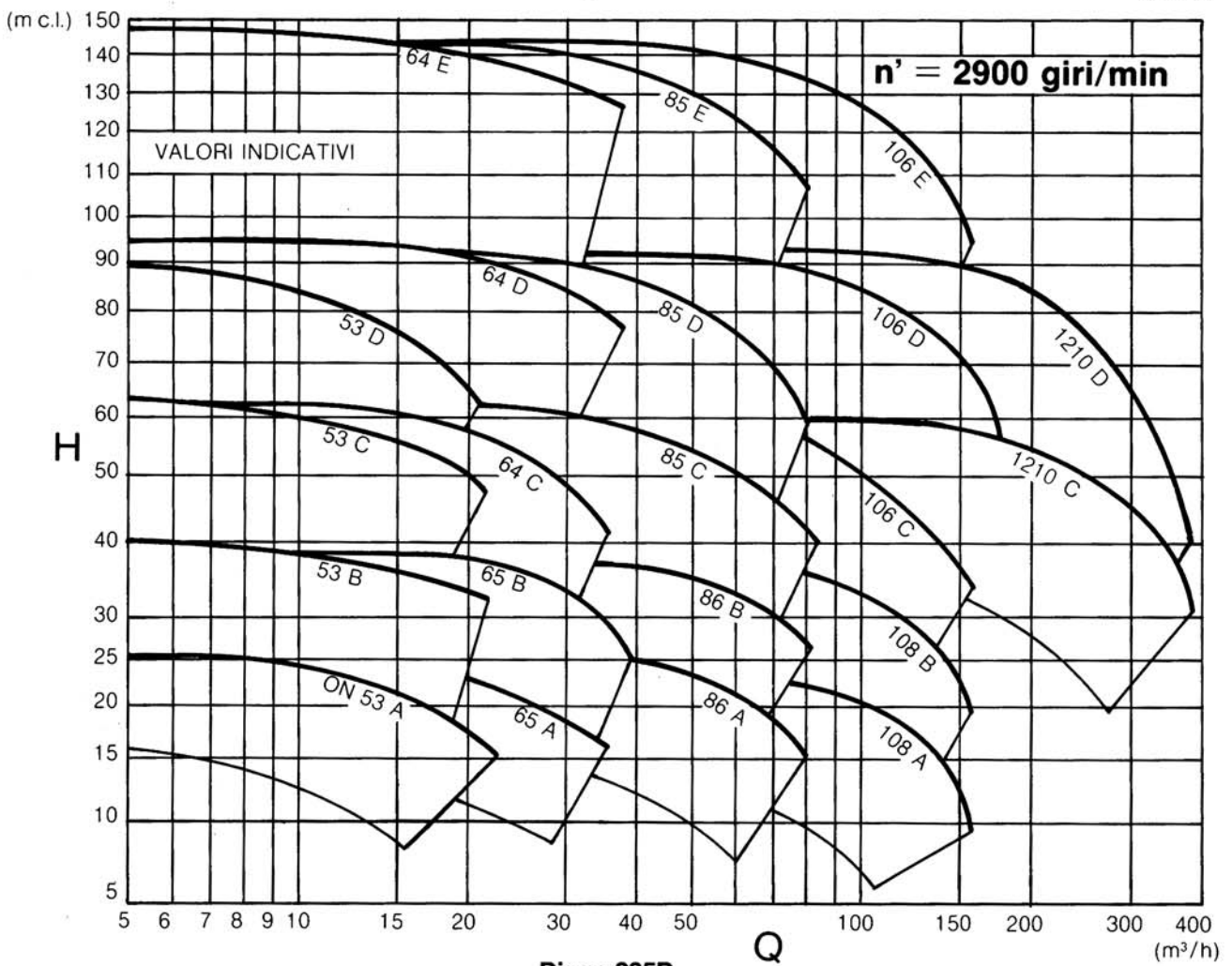
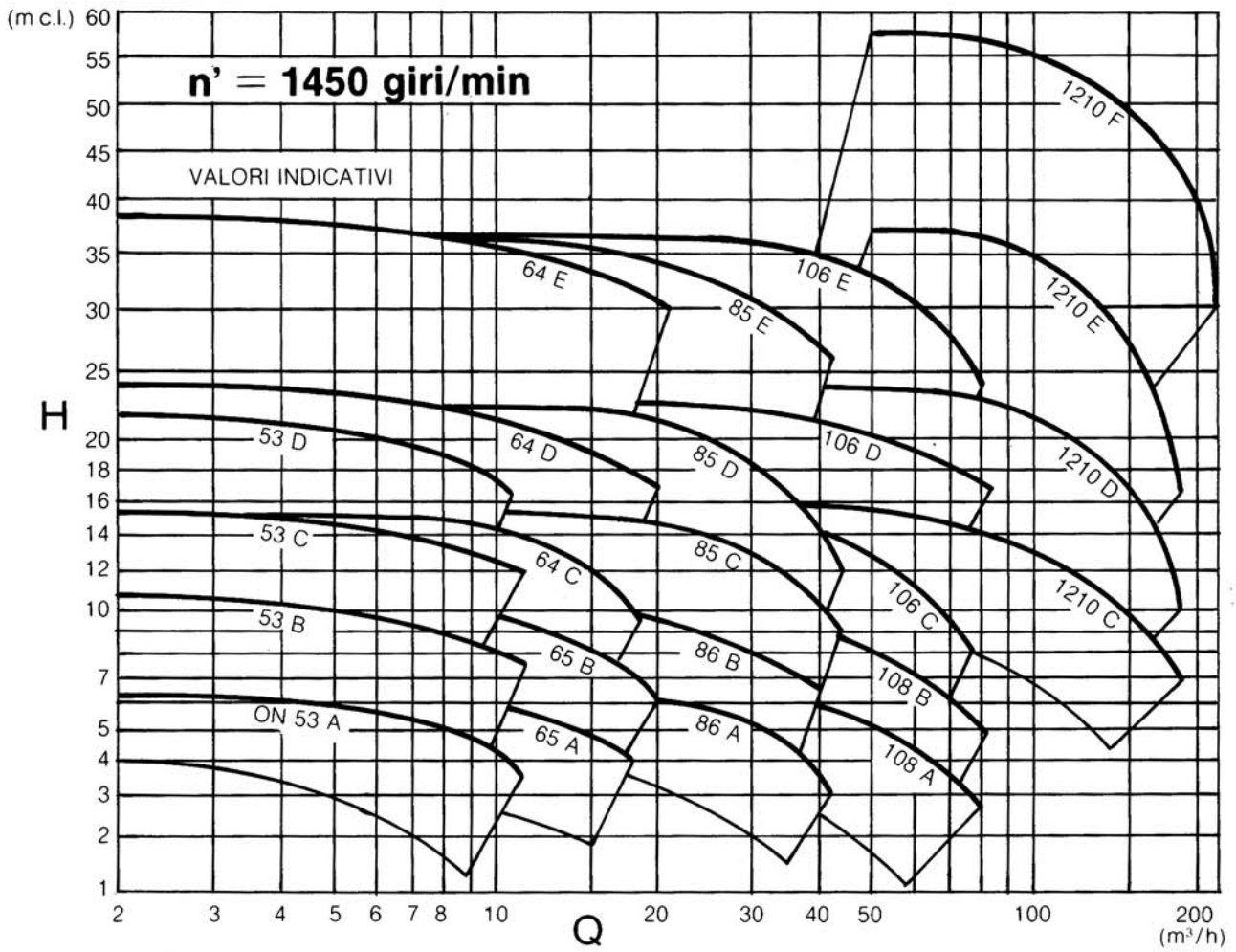


Fig. 2352

- 1 Corpo voluta - *Volute casing*
- 2 Coperchio - *Cover*
- 3 Girante - *Impeller*
- 4 Supporto - *Support*
- 5 Albero - *Shaft*
- 6 Canotto supporto - *Support stem*
- 7 Cuscinetto (a sfere) esterno - *Outside (ball) bearing*
- 8 Cuscinetto (a rulli) interno - *Inside (roller) bearing*
- 9 Distanziale cuscinetto esterno - *Outside bearing spacer*
- 10 Coperchietto cuscinetto esterno - *Outside bearing cap*
- 11 Ghiera cuscinetto esterno - *Outside bearing lock nut*
- 12 Piede supporto - *Support foot*
- 13 Boccola coperchio - *Bushing cover*
- 14 Anello collare girante - *Impeller neck ring*
- 15 Dado girante - *Impeller lock nut*
- 16 Guarnizione corpo - *Casing gasket*
- 17 Guarnizione coperchio - *Cover gasket*
- 18 Guarnizione supporto - *Support gasket*
- 19 Tenuta meccanica - *Mechanical seal*



Diagr. 235D

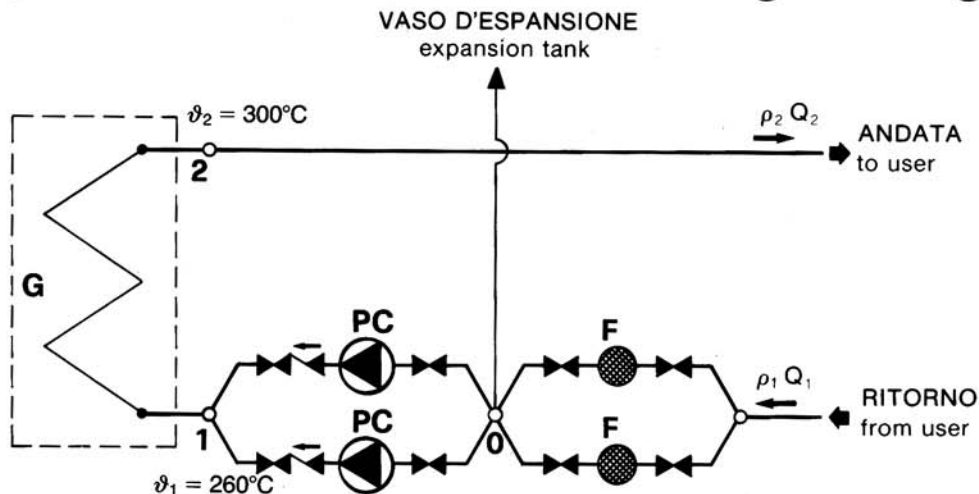


Fig. I

La figura I traccia ed esemplifica schematicamente la centrale di un circuito oleotermico di corrente adozione. Data la potenzialità termica P del generatore di calore G si ottiene la portata massica di progetto dell'olio da convogliare.

The figure I schematically shows a currently adopted oleothermic circuit plant. Given a heat output rate P of the heater G, it can be obtained the design mass flow of oil.

$$\rho \cdot Q = \frac{P}{c \cdot \Delta\vartheta} \quad (01)$$

ove ρ e Q sono rispettivamente la massa volumica e la portata volumica dell'olio nella pompa di circolazione PC; c è la capacità termica massica (media) dell'olio in caldaia; $\Delta\vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_1$ è il salto termico tra andata e ritorno. Nel caso qui esemplificato si ha: $\rho = 715 \text{ kg/m}^3$, $c = 3,056 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$; da cui

where ρ and Q are respectively the volumical mass and the volumical flow of oil in the circulation pump PC; c is the mass specific heat (average) of the oil in the heater; $\Delta\vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_1$ is the temperature drop between delivery and return. In this example we have: $\rho = 715 \text{ kg/m}^3$, $c = 3,056 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$. Therefore:

$$Q [\text{m}^3/\text{h}] = 3.600 \cdot \frac{P [\text{kW}]}{715 \cdot 3,056 \cdot \Delta\vartheta} = 1,647 \cdot \frac{P}{\Delta\vartheta} = 0,04117 \cdot P$$

La portata Q, che si stabilisce nel circuito, è quella per cui la prevalenza H generata dalla pompa eguaglia la prevalenza resistente H_s del sistema. Analiticamente si ha, in metri di colonna di liquido:

The flow Q which will be established in the circuit is that for which the head H generated by the pump is equal to the system friction losses H_s . Analytically it can be put, in meters of liquid:

$$H(Q) = H_s(Q) = Y_s(Q) + Z_s(Q) \quad (02)$$

ove $Y_s = \sum \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$ è la somma delle perdite di carico distribuite,

where $Y_s = \sum \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$ is the sum of the distributed losses in

serie lungo il circuito; mentre $Z_s = \sum \zeta \cdot v^2/2g$ è la somma delle perdite di carico localizzate (quella in caldaia + quella nell'utilizzatore + quelle nel valvolame + quelle nei raccordi + quella nel filtro), in serie lungo lo stesso circuito.

series along the circuit; while $Z_s = \sum \zeta \cdot v^2/2g$ is the sum of concentrated losses (heater + user + valves + fittings + filter) in series along the circuit.

Cadono qui a proposito due osservazioni, che sottoponiamo all'attenzione dell'Impiantista.

We wish here to submit to the attention of the Installer two facts. * Among the concentrated losses are very often omitted the losses in the truncated cone section, called diffuser, which connects to the system the discharge nozzle of the circulation pump. In this section in fact, following the International Standard ISO 2858 (see table I), the velocity of the liquid can reach and exceed 10 m/s and the respective dynamic head can reach a percentage value of the total head H not to be ignored. In this case the diffuser, were it not hydraulically properly designed, would create a remarkable, and probably unforeseen, concentrated loss. As an example with reference to figure II:

* Tra le perdite di carico localizzate spesso sono scarsamente considerate quelle nel divergente tronco-conico, detto diffusore, che raccorda al sistema la bocca di mandata della pompa di circolazione. In questa sezione infatti, atteso il dimensionamento secondo la Norma Internazionale ISO 2858 (si veda la Tabella I), la velocità del liquido convogliato può raggiungere e superare i 10 m/s e la relativa altezza dinamica può assumere valori percentuali, della prevalenza totale H, tutt'altro che trascurabili. In tal caso il diffusore, ove non risultasse idraulicamente corretto, sarebbe sede di una notevole perdita di carico, probabilmente imprevista. Ne riportiamo un esempio, con riferimento alla figura II:

$Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 45 \text{ m of l.}$; pompa modello ON 1210 D; $\varnothing M = 100 \text{ mm}$;
 $v_M = 10,61 \text{ m/s}$; $v_M^2/2g = 5,74 \text{ m of l.}$, equal to 12.75% of H.

$Q = 300 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 45 \text{ m c.l.}$; pompa tipo ON 1210 D; $\varnothing M = 100 \text{ mm}$;
 $v_M = 10,61 \text{ m/s}$; $v_M^2/2g = 5,74 \text{ m c.l.}$, pari al 12,75% di H.

To diffuser "a" (fabricated by welding pieces of commercial series) corresponds a loss factor $\zeta_D = 0,52$ and therefore a pressure loss $Z_D = 2,98 \text{ m of l.}$

Al diffusore "a" (realizzato per saldatura di pezzi di serie commerciale) corrisponde un coefficiente di perdita $\zeta_D = 0,52$ e quindi una perdita di carico $Z_D = 2,98 \text{ m c.l.}$

If we replace diffuser "a" with diffuser "b" (hydraulically better and expressly fabricated) the loss factor and the pressure loss can be reduced respectively to 0,20 and 1,15 m of liquid.

Se allo stesso posto del diffusore "a" inseriamo quello "b" (idraulicamente più ortodosso e appositamente costruito), il coefficiente di perdita e la perdita di carico si riducono rispettivamente a 0,20 e 1,15 m c.l..

Particularly in cases of high heat output rates it is almost a moral obligation for the Engineer to see that the design capacity is as near as possible to the capacity of maximum efficiency for the selected pump.

* Specie in caso di elevate potenzialità, diventa quasi un obbligo morale, per l'Impiantista, quello di curare che la portata di progetto risulti prossima a quella di massimo rendimento per la pompa prescelta.

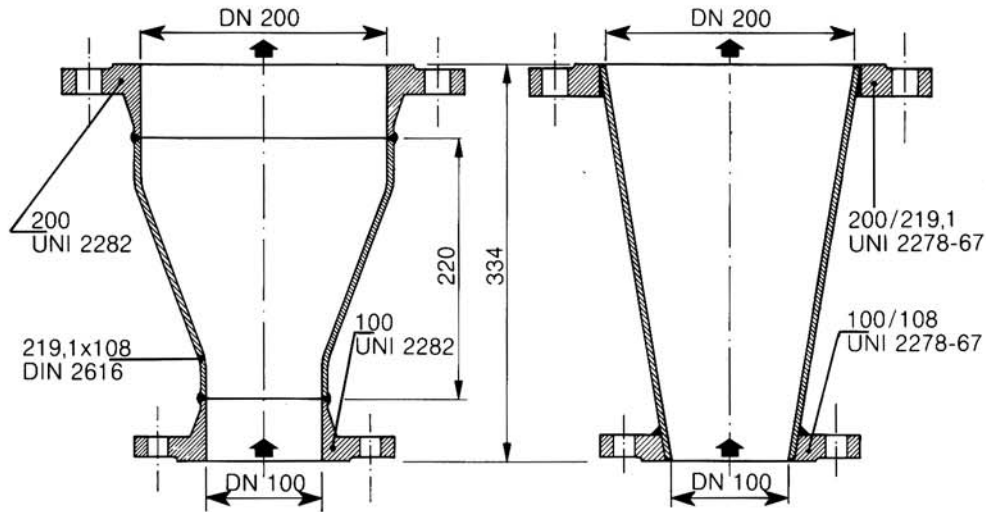


Fig. II

Intanto la situazione idraulica, analiticamente espressa dalla (02) è sinteticamente descritta dal Diagramma I; che, pur riflettendo un caso particolare, acquista una certa generalità per il fatto di essere stato tracciato in coordinate percentuali (dei rispettivi valori di progetto). Tale situazione idraulica si pone però in relazione a una data situazione termica; nel senso che, al variare delle temperature via via assunte dall'olio lungo il circuito, si sposta sia la curva caratteristica $H(Q)$ della pompa sia quella $H_s(Q)$ del sistema. E tutto ciò perchè, al variare delle temperature di ciclo, variano le corrispondenti viscosità dell'olio; dalle quali dipendono, in definitiva, tutti i termini della (02). E' noto infatti che i **coefficienti di attrito** λ dipendono dai relativi valori del **numero di Reynolds** $R_e = v \cdot D / \nu$ (caratterizzante il moto del liquido nel tratto di circuito considerato). In genere essi aumentano al diminuire di R_e , epperò, per un dato circuito e una data portata Q , all'aumentare della viscosità cinematica ν . Analoghe variazioni, ma solitamente più modeste, subiscono i **coefficienti di perdita** ζ .

All'Impiantistica (e non solo ad esso) interessa pertanto riguardare, congiuntamente a quella di esercizio a regime termico, anche la situazione idraulica all'avviamento a freddo; relativa cioè all'avviamento della circolazione quando la temperatura dell'olio è ancora quella ambiente ($\vartheta = \vartheta' = 20^\circ\text{C}$) e la viscosità è conseguentemente assai più elevata (si legga la tabella I, compilata per riguardo a un particolare olio diatermico, compreso peraltro nella fascia di quelli normalmente impiegati nei circuiti in parola).

Quest'ultima situazione, ancorchè transitoria, merita attenzione da parte non soltanto dell'Impiantistica, ma anche del Costruttore della caldaia e della pompa. Come ben mostra il diagramma I, la portata che all'avviamento a freddo si stabilisce nel circuito risulta minore di quella di esercizio a regime; sia perchè si abbassa la caratteristica della pompa di circolazione, sia perchè s'innalza quella del sistema.

L'abbassamento della curva caratteristica $H(Q)$ è dovuto all'incremento ΔZ subito dalla perdita di carico interna alla stessa pompa, onde si ha:

$$H' = H - \Delta Z \quad (03)$$

Tale incremento, funzione pressochè quadratica di Q , va comunque valutato dal Costruttore in relazione al tipo di pompa prescelto nonchè al particolare olio diatermico previsto.

L'innalzamento della curva caratteristica $H_s(Q)$ è dovuto all'incremento subito dai vari coefficienti λ e, in minor misura, ζ , onde si ha:

$$H'_s = Y'_s + Z'_s = \Sigma \lambda' \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \Sigma \zeta' \frac{v^2}{2g}$$

Se anche all'avviamento il moto dell'olio nel circuito conserva il carattere **turbolento**, difficilmente H'_s supera il 200% di H_s (a pari portata). Il fatto è che, quand'anche i valori λ' riescano a volte a triplicare i corrispondenti valori λ di regime, i coefficienti ζ subiscono aumenti relativi più modesti. E poichè le perdite di carico localizzate Z_s rappresentano gran parte (normalmente più del 90%) della prevalenza totale resistente del sistema*, si spiega il suddetto limite all'aumento di H_s durante l'avviamento.

Conservare il moto turbolento nel circuito oleotermico anche all'avviamento a freddo non è inopportuno; anzi, nei riguardi della caldaia, diventa auspicabile, perchè vi evita il pericolo di surriscaldamenti dell'olio diatermico (e di tutte le dannose conseguenze che ne derivano). Perchè ciò avvenga occorre che risulti: $v' \cdot D / \nu' = (Q'/Q) \cdot (v \cdot D / \nu) \geq 3.200$, da cui proviene la condizione

progettuale $v \cdot D \geq \frac{Q'}{Q} \cdot 3.200$; la quale, nel caso esemplificato,

From the hydraulic point of view the analytical expression of formula (02) can be described by graph I; which, although it reflects a particular case, maintains a certain generality as it has been traced in percentage ordinates (percentage of the respective design values). The hydraulic situation is closely related with the thermal situation in the sense that when oil temperatures vary along the circuit both curves of the pump head $H(Q)$ and of the system resistance $H_s(Q)$ vary also. In fact to a variation of the cycle temperatures corresponds a variation of the oil viscosity; from which depend all variables of formula (02). It is known, in fact, that **friction factors** λ are a function of the respective values of the **Reynolds number** $R_e = v \cdot D / \nu$ (which is related to the flow of the liquid in the section of circuit under consideration).

Generally they increase when R_e decreases and therefore, for a given circuit and a given capacity Q , when the kinematic viscosity increases. Similar variations, but normally smaller, happen to the **loss factors** ζ .

To the Installer (and not only to him) it is of interest to look at the hydraulic situation at cold oil start-up and not only to the steady condition; that is when the oil temperature is still at the ambient temperature ($\vartheta = \vartheta' = 20^\circ\text{C}$) and the viscosity is therefore much higher (see table I, valid for a particular oil, however much used in normal operation).

This last situation, although temporary, should be well considered not only by the Installer, but also from the Manufacturer of the heater and the pump. As shown from graph I, the flow at cold start-up is lower than the flow at steady operating condition; this is because the characteristic curve of the circulating pump goes down while the system characteristic curve goes up.

The pump curve $H(Q)$ goes down because of the increase ΔZ of the internal pressure loss of the pump itself:

This difference, which is an almost quadratic function of the capacity Q , must be evaluated by the Manufacturer taking into consideration both the selected type of pump and the particular oil to be used. The system curve $H_s(Q)$ goes up because the various factors λ and, although distinctly less, also ζ are increased. So that:

If also at start-up the flow of the oil in the circuit remains **turbulent** very rarely will H'_s be over 200% H_s (at equal capacity). In fact even when the values λ' become three times the correspondent operating values λ , the ζ factors have much smaller increases. As the **concentrated losses** Z_s represent a large part (normally over 90%) of the resistance of the system *) it is thus explained the limit of the value H_s at start-up.

As for as the heater is concerned, it is desirable to maintain a **turbulent flow** in the oleothermic circuit also at start-up, as it is avoided the danger of superheating the oil (with all the dangerous consequences which can be derived from this fact).

To see that this happens it is necessary that:

$v' \cdot D / \nu' = (Q'/Q) \cdot (v \cdot D / \nu) \geq 3.200$, from which it is derived the design condition $v \cdot D \geq \frac{Q'}{Q} \cdot 3.200$; which, in the example,

ove Δ , costante per una data pompa e una data velocità di rotazione, è l'incremento della potenza perduta per **attrito al disco**, dovuto all'aumento della viscosità dell'olio pompato. Nella nostra esemplificazione Δ risulta pari al 16,25% della potenza assorbita in esercizio a regime. Una sua valutazione, la più attendibile, da parte del Costruttore, torna indispensabile per il giusto dimensionamento del motore di comando.

Se di un componente circuitale la perdita di carico è data in termini manometrici ΔP , ad esempio in **bar**, essa si riporta in **metri di colonna di liquido** (di olio) Z mediante l'ovvia relazione:

$$Z = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = 10.197 \frac{\Delta P}{\rho}$$

ove a ρ può attribuirsi il valore medio tra quello di entrata e quello di uscita. Nel caso da noi esemplificato sulla figura I, e relativamente alla caldaia, si avrà:

$$Z_G \text{ [m c.l.]} = (10.197/702,5) \cdot \Delta P_G = 14,5 \cdot \Delta P_G$$

Chiudiamo queste note con la speranza di aver fatto cosa grata e utile ai Tecnici Impiantisti che cortesemente ci seguono; convinti, come siamo, di assecondarne la vocazione chiaramente interdisciplinare, grazie alla quale essi sanno avvalersi di competenze specifiche, di varia estrazione, al fine precipuo di realizzare l'impianto che meglio, e più economicamente, risponda alle reali esigenze del servizio richiesto. A Costoro va soprattutto la nostra stima e la nostra incondizionata collaborazione.

*) Il coefficiente di perdita ζ_G , relativo alla caldaia, può ben raggiungere e superare il valore di 70.

where Δ , constant for a given pump and a given speed, is the increase in power dissipated for **disk friction**, due to increase of the viscosity of the pumped oil. In our example Δ is equal to 16,25% of the brake horsepower in steady operation. Its evaluation from the Manufacturer, as precisely as possible, is of great advantage to dimension the proper drive motor.

If the pressure drop of a given circuit component is indicated in **bar**, it can be transformed in **meters of liquid** (of oil) by means of:

where to ρ can be attributed the average value between inlet and outlet side. In the example of figure I and relatively to the heater:

*) The heater loss factor ζ_G can easily reach and exceed the value of 70.

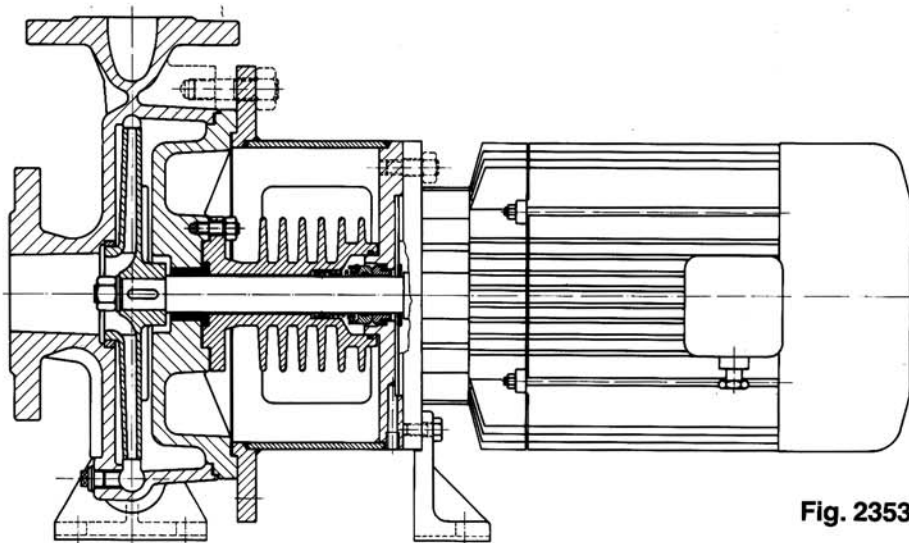


Fig. 2353

La figura 2353 mostra la versione monoblocco **ONM**, nella quale possono essere eseguite alcune grandezze (sino alla grandezza 106) della serie **ON**. Le elettropompe **ONM** sono opportunamente impiegate nella circolazione di oli caldi in genere, alla temperatura d'esercizio di 240°C max, in particolare nel convogliamento di **oli di tempera**.

The figure 2353 shows the close-coupled version **ONM**, in which some sizes (up to the size 106) of the series **ON** can be manufactured.

The electric-pumps **ONM** are conveniently employed in the circulation of hot oils at operating temperature up to 240°C, particularly to move **quenching oils**.



Pompe 1906

Pompe 1906 srl

Via Alfieri 130

20099 Sesto San Giovanni (MI)

C.F. P.IVA 12159881007

Tel 02 89680866 / 2408041

Fax 02 89680867

info@pompe1906.it

www.pompe1906.it