

CUSCINETTI A ROTOLAMENTO

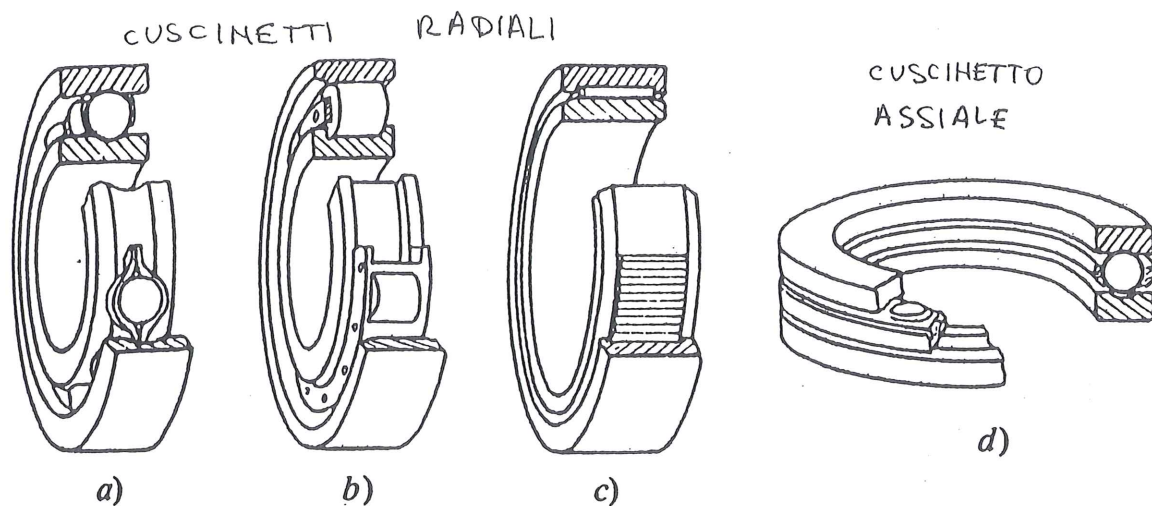
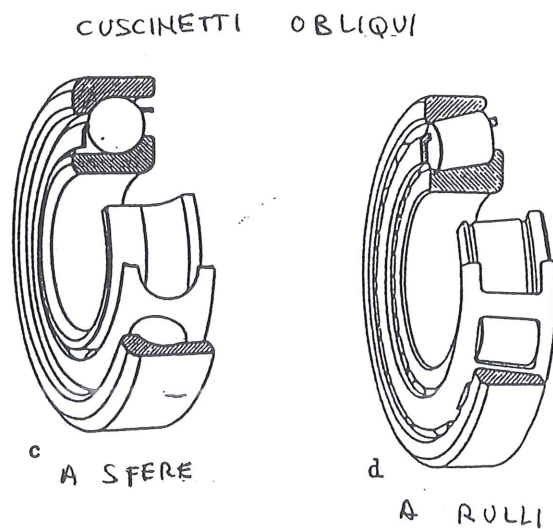


Fig. 3.22 - Esempi di cuscinetti a rotolamento: a), b), c) sono cuscinetti portanti (o radiali), rispettivamente a sfere, a rulli cilindrici e a rullini; d) è un cuscinetto reggispinta (o assiale) a sfere.



GUIDE A ROTOLAMENTO

guida a sfere

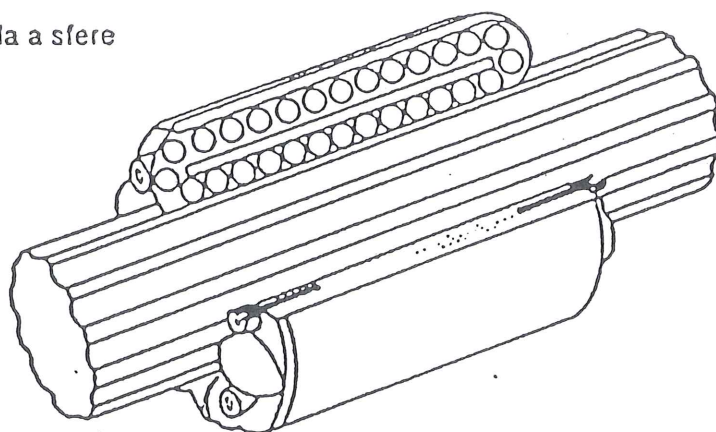
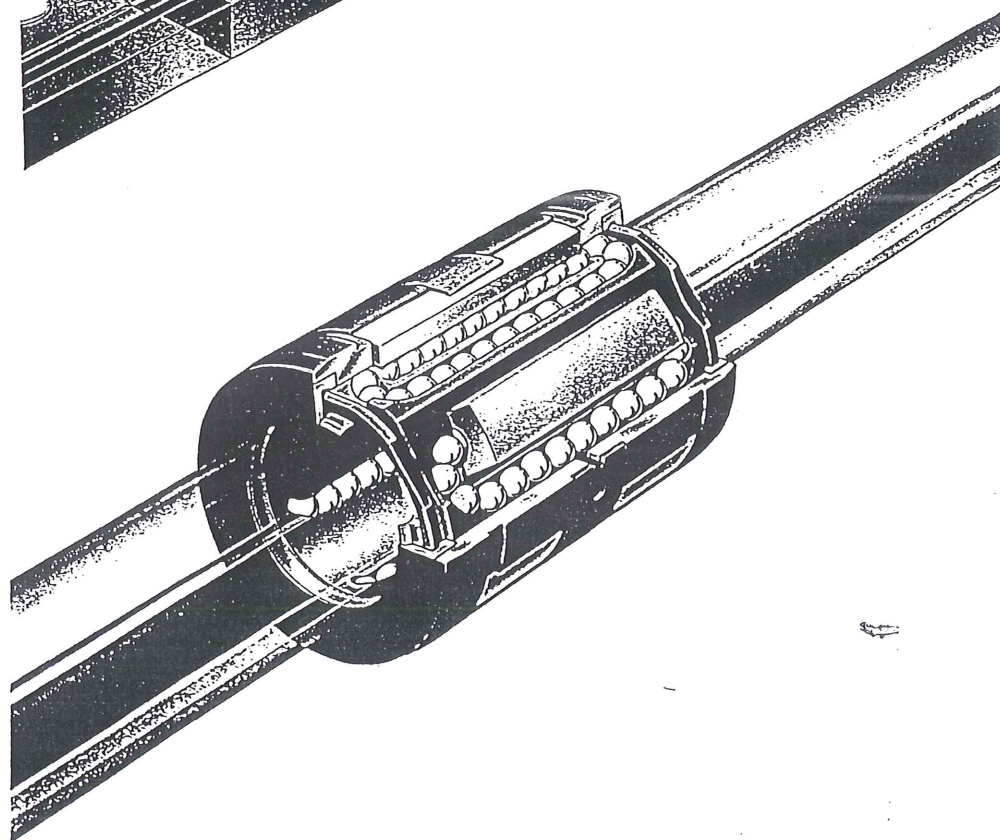
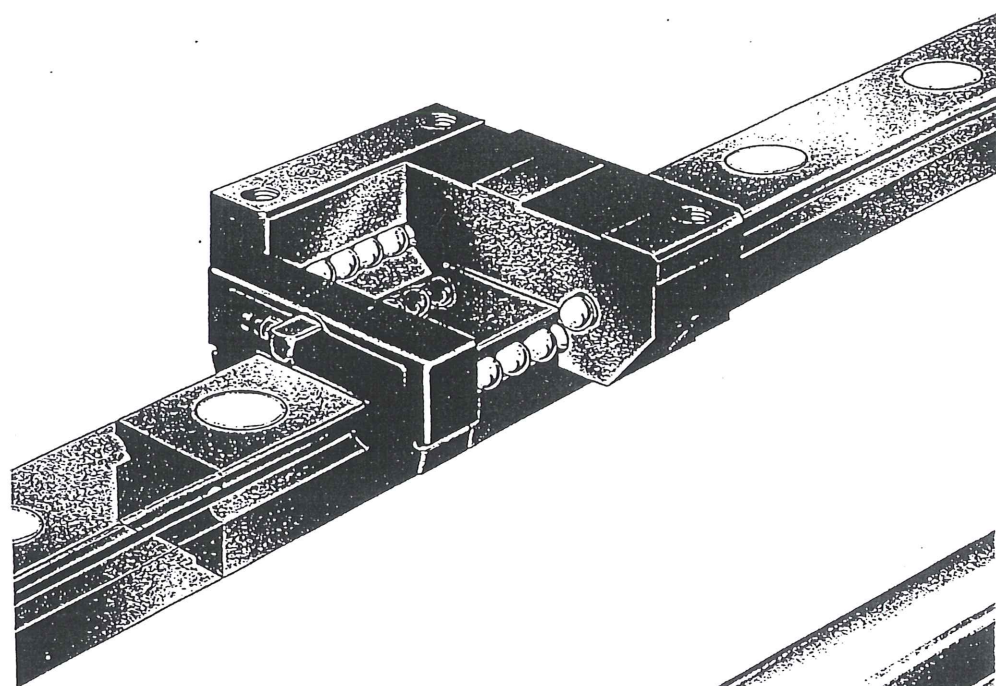
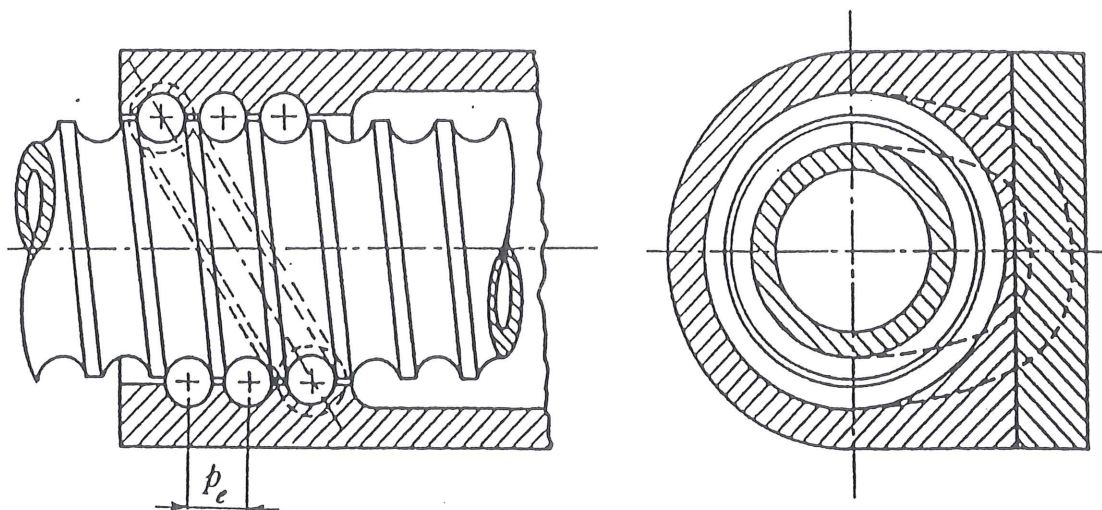


Fig. 9.13.- Guide volventi: esempi di soluzioni costruttive.



VITI A ROTOLAMENTO



vite a sfere

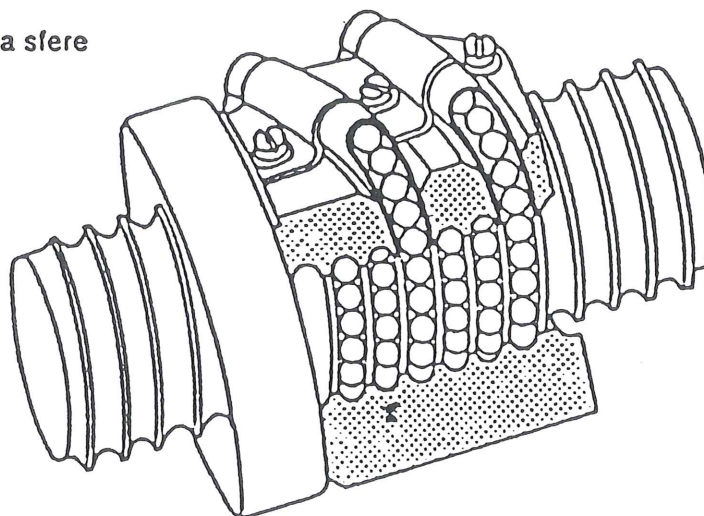
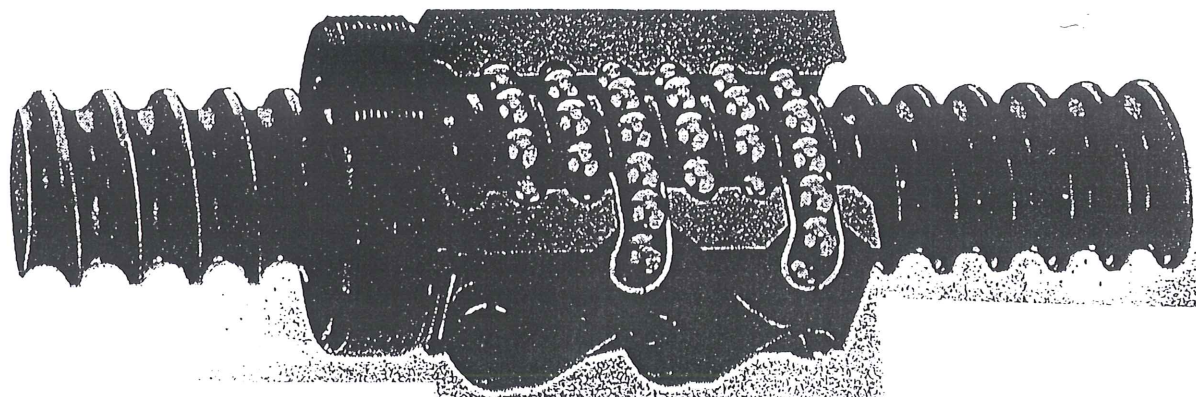


Fig. 9.14.- Viti volventi: esempi di soluzioni costruttive.



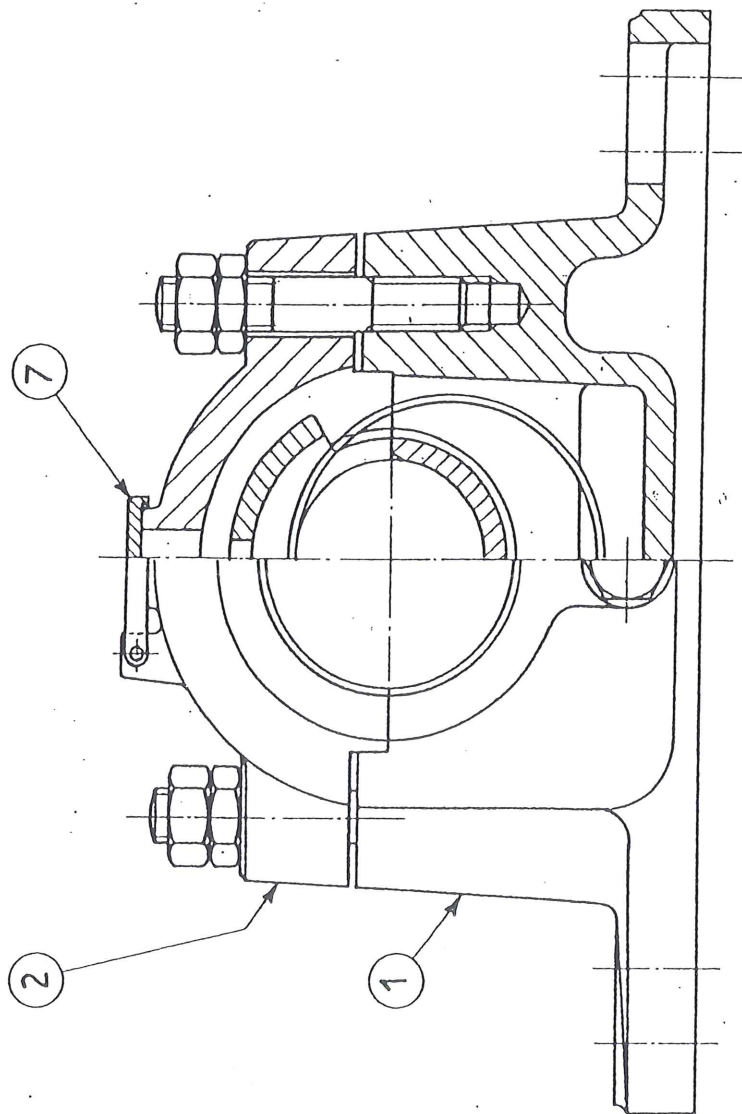


Fig. 8.23 - Sopperto retto. Esso è composto dalle seguenti parti: 1) corpo; 2) cappello, fissato al corpo mediante viti prigioniere; 3) semicuscinetto inferiore; 4) semicuscinetto superiore.

5) albero; 6) anello di lubrificazione; 7) coperchietto alimentazione lubrificante; 8) vite di scarico olio; 9) vite posizionamento cuscinetto. Il sopperto retto è indipendente dalla macchina sulla quale verrà piazzato.

VISCOSITA' DEI LUBBRIFICANTI

UNITA' DI MISURA DELLA VISCOSITA'

VISCOSITA' DINAMICA μ

Relazione di Newton: $\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$

Dimensioni: $[\mu] = [F L^{-2} T] = [M L^{-1} T^{-1}]$

Unita' di misura

S.I. $\frac{N}{m^2 \cdot s} = Pa \cdot s \rightarrow mPa \cdot s = 10^{-3} Pa \cdot s$

C.G.S. $P (Poise) = \frac{dyn}{cm^2} \cdot s = 10^{-1} Pa \cdot s \rightarrow cP = 10^{-2} P = mPa \cdot s$

VISCOSITA' CINEMATICA $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ (ρ : densita' o massa volumica)

Dimensioni: $[\nu] = [L^2 T^{-1}]$

Unita' di misura

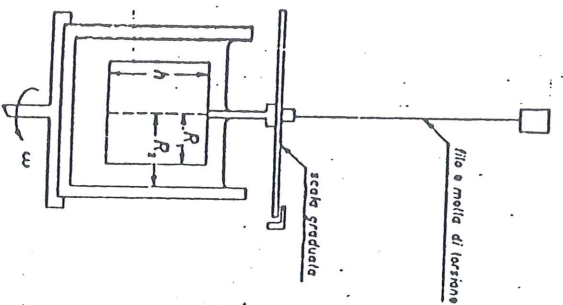
S.I. $\frac{m^2}{s} \rightarrow \frac{mm^2}{s} = 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

C.G.S. $St (Stoke) = \frac{cm^2}{s} = 10^{-4} \frac{m^2}{s} \rightarrow cSt = 10^{-2} St = \frac{mm^2}{s}$

Le due unita' di misura ammesse sono quelle del S.I. \rightarrow

- VISCOSIMETRI**
- Assoluti \rightarrow rotante
 - \rightarrow a capillare
 - Relativi \rightarrow Engler (Europa)
 - \rightarrow Redwood (U.K.)
 - \rightarrow Saybolt (USA)

Fig. 1 - Viscosimetro rotante



Viscosimetro Engler (fig. 2)

In Europa è diffuso il *viscosimetro Engler*. L'apparecchio è costituito da un recipiente *A* in cui si pone il liquido da esaminare. Tre punte *P* permettono di individuare esattamente il livello del liquido. Sul fondo del recipiente vi è un tubicino *B* di platino con sezione leggermente convergente dall'esterno (tenendo chiuso il coperchio). Il recipiente è posto in un altro *C* contenente un liquido mantenuto in agitazione mediante l'agitatore *D*, in modo che sia assicurata l'uniformità di temperatura. Due termometri, l'uno *M* che misura la temperatura del liquido in esame, l'altro *N* quella del liquido contenuto nel recipiente *C*. L'apparecchio viene tarato misurando il tempo di deflusso di 200 cm³ di acqua distillata alla temperatura di 20 °C.

La misurazione consiste nel far defluire 200 cm³ del liquido in esame rilevando e la temperatura e il tempo impiegato. Il rapporto *E* tra questo tempo e quello rilevato nell'operazione di taratura è, in gradi Engler, la viscosità relativa del liquido alla temperatura in cui si è svolta la prova.

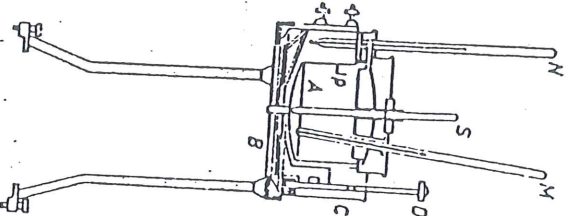


Fig. 2



Tabella di conversione

VISCOSSITÀ CINEMATICA ν [mm ² /s]	Saybolt universal seconds	Redwood no. 1 seconds	Tingler degrees °E
2	33	31	1.1
4	39	36	1.3
6	46	41	1.5
8	52	46	1.7
10	59	52	1.8
15	77	68	2.3
20	98	86	2.9
30	141	125	4.1
50	232	205	6.6
> 50	($\nu \times 4.0$)	($\nu \times 4.1$)	($\nu \times 0.132$)

VARIATIONE DELLA VISCOSITA' CON LA TEMPERATURA (fig. 3-a)

Formula di Mac Coull per lubrificanti liquidi (ASTM):

$$\nu + a = b d^{1/T^c} \quad \text{con } \nu \text{ in mm}^2/\text{s} \quad T \text{ in } K$$

$$a, b, c, d \text{ costanti; } a = 0,6 \quad d = 10.$$

La formula di Mac Coull suggerisce la seguente relazione, che può essere diagrammata come in fig. 3-b:

$$\log \log (\nu + a) = K - c \log T, \quad \text{con } K \text{ costante.}$$

Questa seconda relazione è usualmente impiegata per ottenere la viscosità di un lubrificante ad una data temperatura, essendo noti i valori di viscosità a due temperature di riferimento.

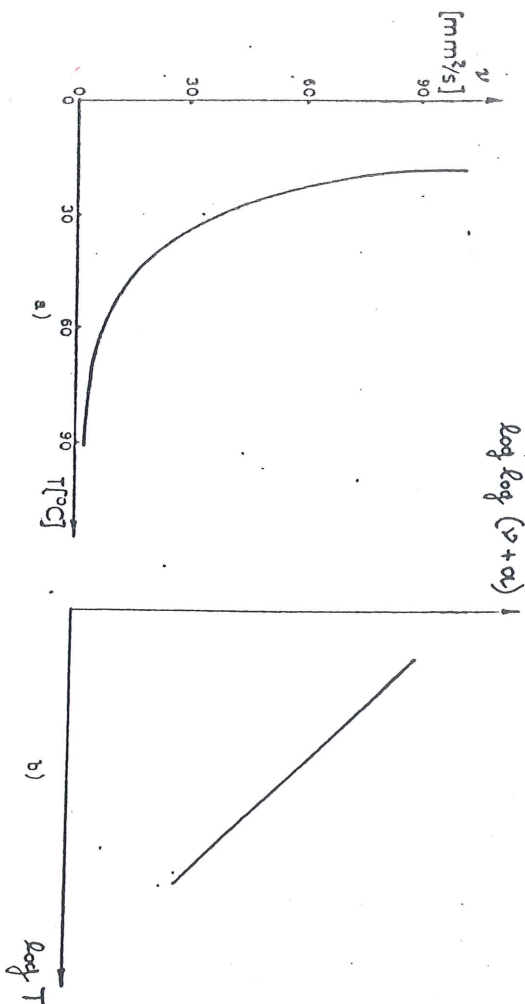


Fig. 3 - Legge di variazione viscosità-temperatura.

INDICE DI VISCOSITA' (I.V.)

È un numero empirico che rappresenta l'effetto della variazione di temperatura sulla viscosità di un olio. Un elevato valore dell'I.V., indica che la variazione di viscosità con la temperatura è relativamente piccola e viceversa.

Metodo ufficiale per la valutazione dell'I.V.: ASTM D 2270-75. Si fa uso di due serie di oli: la serie L e la serie H. Gli oli della serie L, pur avendo viscosità diverse, sono tutti caratterizzati da una forte dipendenza della viscosità dalla temperatura e ad essi viene attribuito I.V.=0; al contrario tutti gli oli della serie H hanno una bassa variazione della viscosità con la temperatura ed assumono I.V.=100 (fig. 4).

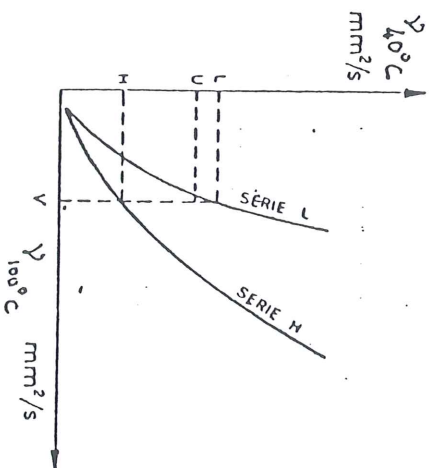


Fig. 4

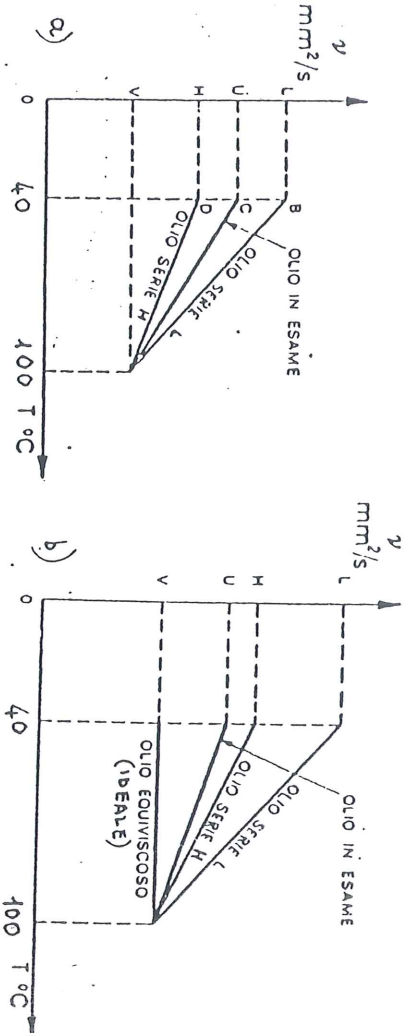


Fig. 5

Metodo A (I.V. < 100): fig. 5-a.

Il calcolo dell'indice mediante il metodo A può essere eseguito, conoscendo le due viscosità a 40 e 100 °C mediante la formula:

$$\text{Indice di viscosità (metodo A)} = \frac{L - U}{L - H} \cdot 100$$

dove

- L = viscosità in mm²/s a 40 °C di un olio avente indice di viscosità 0 e la stessa viscosità a 100 °C dell'olio di cui si deve calcolare l'indice di viscosità;
- U = viscosità in mm²/s a 40 °C dell'olio di cui si deve calcolare l'indice di viscosità;
- H = viscosità in mm²/s a 40 °C di un olio avente indice di viscosità 100 e la stessa viscosità a 100 °C dell'olio di cui si deve calcolare l'indice di viscosità.

Metodo B (I.V. > 100): fig. 5-b

Metodo B: per gli oli aventi indice di viscosità superiore a 100. È talvolta indicato con la sigla VI e significa Viscosity Index Extension. L'indice secondo il metodo B può essere calcolato, conoscendo le viscosità a 40 e 100 °C, mediante la formula:

$$\text{Indice di viscosità (metodo B)} = \frac{(\text{Anti} \log N) - 1}{0,00715} + 100$$

dove:

$$N = \frac{\log H - \log U}{\log v}$$

- H ed U = stessa definizione prevista dal metodo A
- v = viscosità cinematica in mm²/s a 100 °C dell'olio di cui si deve calcolare l'indice di viscosità.

CLASSIFICAZIONE SAE

Tipo olio	Gradazione SAE	mPa · s (cP)		mm ² /s (cSt)	
		a - 17,8 °C	Max	a - 17,8 °C	a + 98,9 °C
Olio motori	SAE 5 W	—	1.200	—	—
	SAE 10 W	1.200	2.400	1.300	—
	SAE 20 W	2.400	9.600	2.600	—
	SAE 30	—	—	10.500	—
	SAE 40	—	—	—	—
	SAE 50	—	—	—	—
				Min	Max
				16,8	22,7

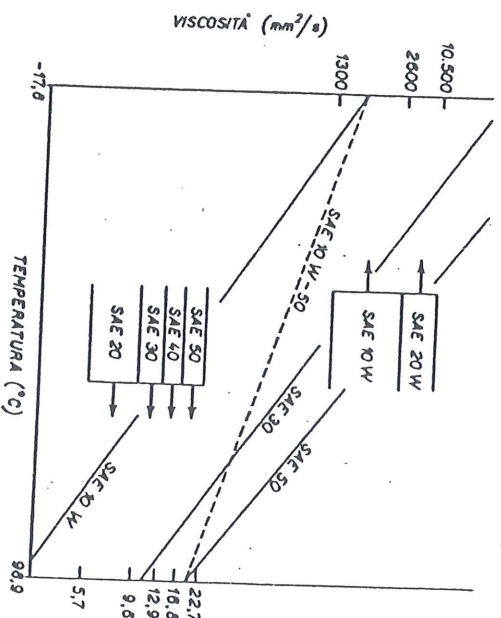


Fig. 6 - Classificazione SAE (SAE 10W-30 è un olio multigrado)

Viscosimetri

Il viscosimetro di Engler (in onore del suo inventore Karl Oswald Victor Engler) si basa sull'efflusso per gravità di una data quantità di fluido (200 ml) attraverso un capillare, necessario per generare il moto del liquido secondo un regime laminare.

È uno strumento impiegato principalmente per determinare il grado di viscosità relativa (°E) degli oli e indica il rapporto tra il tempo di efflusso del fluido in esame e quello dell'acqua distillata a temperatura costante.

Per esempio: 200 ml di un olio in esame defluiscono a 40 °C in 600 secondi; 200 ml di acqua distillata alla stessa temperatura defluiscono in 60 secondi. La viscosità relativa a 40 °C espressa in gradi Engler sarà $600/60 = 10$ e verrà scritta così: 10°E a 40 °C

Lo strumento normalizzato secondo le norme ISO DIN è costituito da un recipiente di modeste dimensioni in ottone, immerso in una vasca termostatica, provvisto di un foro calibrato (orifizio) disposto in basso al centro. Esso è costituito da un serbatoio piccolo in ottone (vasca A) contenente 220 ml di olio, (quantità leggermente superiore rispetto al volume che effluirà nel matraccio) di cui si deve misurare la viscosità. Tale recipiente è chiuso in alto con un coperchio adeguatamente isolato con l'ambiente esterno.

Il pelo libero del volume di olio deve essere regolato e livellato rispetto alle tre punte interne al serbatoio, attraverso le viti regolabili disposte ai margini del treppiede.

Il recipiente piccolo (vasca A) è immerso in un serbatoio termostatico ad acqua (vasca B) più grande, corredato di agitatore ad azionamento manuale, necessario per uniformarne la temperatura durante la prova.

Nel serbatoio termostatico (vasca B) è immerso un termometro a colonnina di mercurio che rileva la temperatura della vasca termostatica. Nel serbatoio piccolo contenente l'olio è immerso un altro termometro a colonnina di mercurio che ne rileva la temperatura interna. Un'asta di ottone col puntale in legno regola l'apertura o la chiusura dell'orifizio del tubo di efflusso disposto in basso al serbatoio ed in asse con lo stesso. Il tutto viene sorretto da una incastellatura in acciaio a tre piedi.

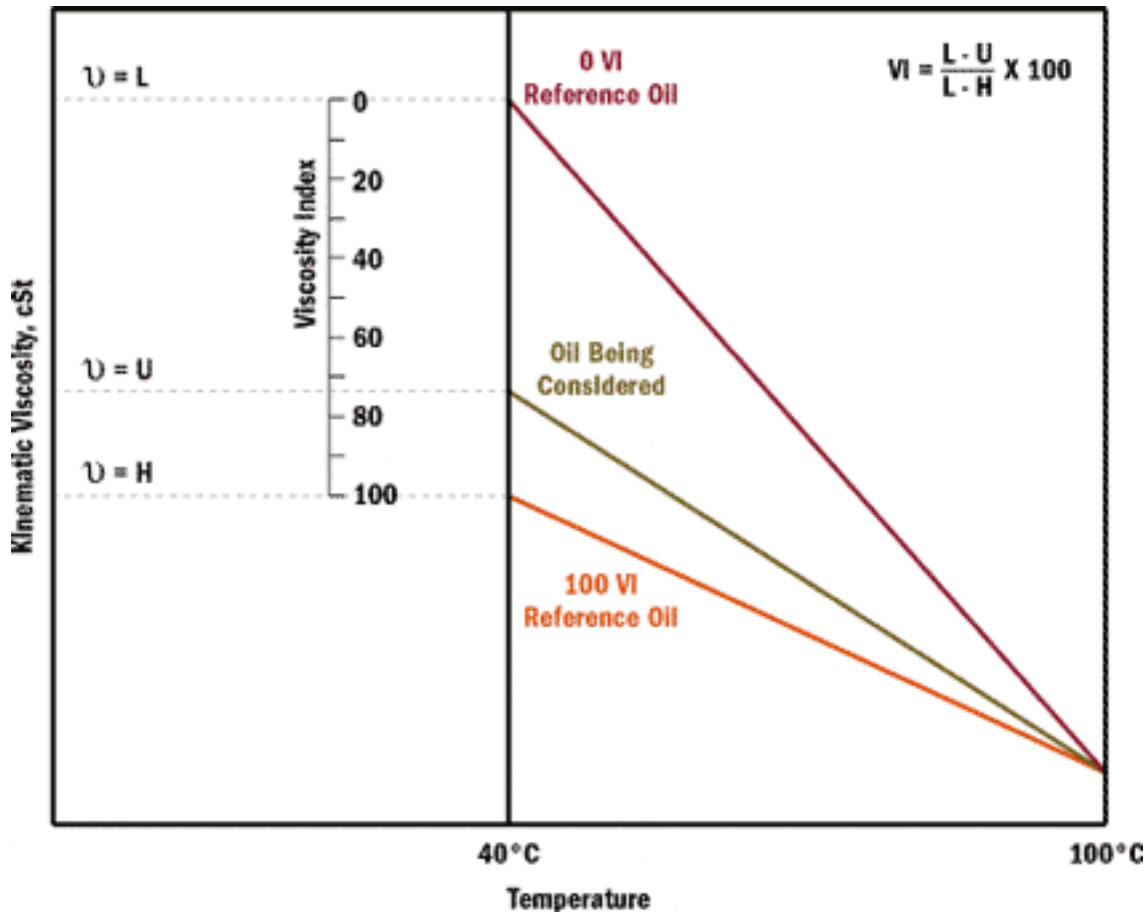
Alcuni strumenti sono dotati di una resistenza elettrica, disposta a corona nella parte bassa della vasca termostatica, che ne riscalda l'apparecchio fino a raggiungere l'equilibrio termico alla temperatura di prova. Altri strumenti bisogna riscaldarli gradualmente fino alla temperatura di prova con apposito dispositivo a fiamma. Quando si raggiunge la temperatura desiderata si predispone, al di sotto dell'incastellatura e in asse con lo strumento, il matraccio di Engler (serbatoio in vetro caratterizzato da due bulbi su cui sono indicati i livelli corrispondenti a 100 ml e 200 ml), e dopo aver sollevato l'asta si misura con un cronometro il tempo di efflusso di 200 ml di olio attraverso il foro calibrato.





Viscosimetro rotazionale

Indice di viscosità



<http://www.rohmax.com/product/rohmax/en/calculation-tools/viscosity-index/pages/calculate.aspx>

L'indice di viscosità fornisce una misura della stabilità delle caratteristiche di viscosità di un liquido al variare della temperatura. Per la sua determinazione ci si basa su due liquidi di riferimento aventi un VI rispettivamente uguale a 100 e 0.

L'indice di viscosità di una miscela di due oli non corrisponde alla media pesata dei VI dei due componenti, ma è inferiore. Il VI può essere aumentato mediante l'impiego di particolari additivi, i quali dal punto di vista chimico sono polimeri a struttura lineare, solubili in olio, aventi elevato peso molecolare (in relazione al peso molecolare medio degli oli). Poiché la viscosità dipende dalla resistenza di attrito delle molecole nello scorrere l'una sull'altra durante il movimento del lubrificante, si comprende come inserendo nella massa del lubrificante, costituito da molecole relativamente piccole, composti a catena lineare molto lunga, i moti relativi fra le molecole del lubrificante stesso risultano ostacolati e, in definitiva, aumentano la viscosità dell'olio.

1 La lubrificazione a fluido.

1.1 Generalità.

Per diminuire l'attrito e l'usura che si manifestano nel contatto tra due corpi in moto relativo tra loro occorre lubrificare le superfici di contatto. Infatti se fra gli elementi cinematica di una coppia con contatto di strisciamento viene introdotto un fluido, in modo tale che al contatto diretto fra due superfici asciutte venga sostituito un contatto mediato solido-fluido-solido, si possono ottenere forti riduzioni del coefficiente di attrito. Per questo nelle applicazioni tecniche si ricorre frequentemente a contatti mediati. Il fluido contenuto nell'intercapedine (chiamata anche *meato*) è comunemente un liquido, talvolta un gas; ad esso si dà il nome di lubrificante. Il lubrificante deve essere in grado di reagire alle forze normali che i due membri a contatto si trasmettono in corrispondenza della coppia e, nello stesso tempo, di dare origini ad azioni tangenziali relativamente piccole.

Il migliore risultato si ottiene se tra le superfici suddette si riesce ad interporre uno strato di lubrificante che eviti il contatto diretto tra le superfici stesse: perché ciò si verifichi è sufficiente che lo spessore dello strato sia in genere dell'ordine di centesimi di millimetro ed in ogni caso superiore alla somma delle altezze della asperità presenti sulle due superfici.

Una lubrificazione di questo tipo prende il nome di lubrificazione a fluido perfetta e, in linea di principio, può essere realizzata impiegando come lubrificante un fluido qualsiasi, liquido o gassoso che sia.

Per generare uno strato di lubrificante, sufficiente ad evitare il contatto diretto delle superfici, si possono seguire due vie.

La prima consiste nell'inviare lubrificante sotto pressione tra le due superfici S_1 e S_2 a contatto (vedi Figura 1.1a); se la pressione è adeguatamente elevata, le due superfici si allontanano una dall'altra ed il fluido fuoriesce lungo i bordi che delimitano le superfici stesse. Lo strato di lubrificante, che permane finché continua l'invio di lubrificante in pressione, è sottoposto ad una pressione variabile tra il valore della pressione di immissione ed il valore della pressione esterna. La risultante delle pressioni fa equilibrio alla forza W che tende a portare a contatto le due superfici.

Questo tipo di lubrificazione prende il nome di lubrificazione fluidostatica (figura 1.1a).

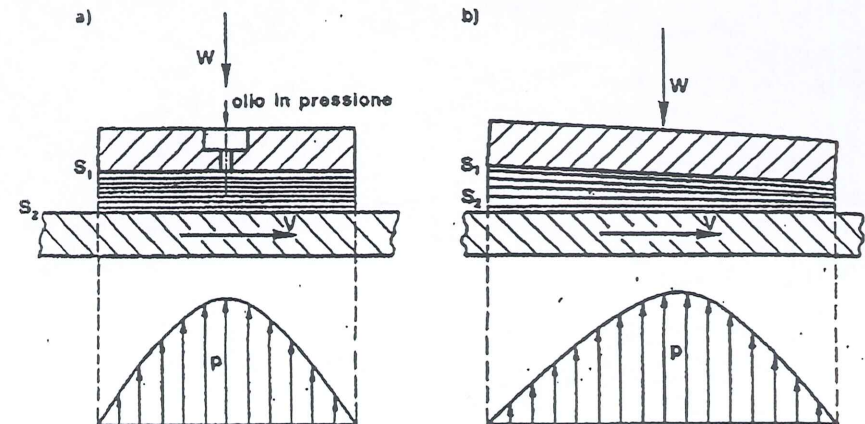


Figura 1.1

LUBRIFICAZIONE

La seconda consiste nell'utilizzare lo stesso moto relativo tra le superfici a contatto per costringere il lubrificante ad interporsi come un cuneo tra le superfici stesse. Il cuneo fluido è sottoposto ad una pressione che è massima in corrispondenza della zona centrale di contatto e che decresce verso i bordi che delimitano la zona di contatto; lungo i bordi la pressione raggiunge il valore della pressione esterna. Questo secondo tipo di lubrificazione prende il nome di **lubrificazione fluidodinamica** (Figura 1.1 b).

Pur potendosi, come si è detto, utilizzare fluidi diversi, il fluido generalmente usato è un olio minerale di opportuna viscosità e la lubrificazione viene detta **lubrificazione idrostatica** nel primo caso e nel secondo **lubrificazione idrodinamica**.

La lubrificazione idrostatica si realizza con un circuito di lubrificazione più complesso e costoso in quanto deve comprendere le pompe necessarie ad inviare lubrificante in pressione tra le superfici a contatto. Si ha però il vantaggio di avere una lubrificazione perfetta all'atto dell'avviamento e dell'arresto della macchina, quando la velocità relativa delle superfici da lubrificare è troppo piccola perché si possa contare su una lubrificazione di tipo idrodinamico.

Nelle macchine di grande potenza i due tipi di lubrificazione possono coesistere, nel senso che l'avviamento e l'arresto della macchina si effettuano ricorrendo alla lubrificazione di tipo idrostatico, mentre in condizioni di regime, quando la velocità relativa delle superfici da lubrificare raggiunge valori elevati, si ricorre alla lubrificazione di tipo idrodinamico.

Per evidenti motivi di semplicità, nelle macchine si ricorre in genere alla lubrificazione idrodinamica anche se ciò comporta all'avviamento una notevole coppia di spunto ed all'avviamento ed all'arresto usura delle superfici a contatto, dovuta a condizioni di lubrificazione imperfetta.

2. La viscosità di un fluido.

2.1 La legge di Newton.

Un fluido, a differenza di un solido, è caratterizzato dall'incapacità di assumere una forma propria. Ciò è dovuto al fatto che un fluido non riesce a sostenere sollecitazioni tangenziali o di taglio. Questo è vero sempre per un fluido ideale, mentre per un fluido reale ciò si manifesta solo quando esso è in quiete. Quando un fluido reale è in moto, gli strati adiacenti della corrente fluida si scambiano forza tangenziali o di taglio. Per questo i fluidi reali sono detti fluidi imperfetti o viscosi.

La viscosità è una grandezza fisica che misura la resistenza (attrito interno) opposta da un fluido alle forze che tendono a farlo scorrere. In altre parole è la proprietà per la quale un liquido si oppone ad un cambiamento di forma. Essa è da un lato una caratteristica vantaggiosa, poiché rende possibile la separazione tra le superfici di un accoppiamento in presenza di un carico, da un altro è dannosa poiché è fonte di dissipazione di potenza in calore.

Si consideri uno strato di fluido compreso tra due superfici piane S_1 e S_2 , orizzontali, parallele tra di loro, di dimensioni indefinite (Figura 2.1). La superficie S_2 sia ferma, mentre S_1 si muova di moto uniforme con velocità U . Ipotizziamo che dopo un certo tempo il fluido raggiunga condizioni di regime laminare (basso Numero di Reynolds) e quindi si può ipotizzare che il moto avvenga per slittamento di superfici piane. Lo strato direttamente a contatto con la sup. S_2 è privo di moto, mentre quello a contatto con S_1 si muove alla velocità U . La velocità degli strati intermedi varia (linearmente) tra il valore zero e il valore U .

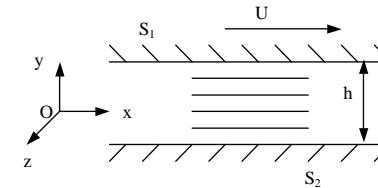


Figura 2.1

Newton affermò che la forza F necessaria per mantenere alla velocità U la sup. S_1 era proporzionale all'area della sup. S_1 , al gradiente di velocità (in direzione normale a quella di scorrimento) e ad un coefficiente caratteristico, a parità di temperatura e pressione, per ogni fluido considerato:

$$F = \mu A \frac{du}{dy} \quad \tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} \quad (1)$$

La relazione (1) prende il nome di legge di Newton e la costante di proporzionalità μ tra la tensione di scorrimento τ e il gradiente di velocità prende il nome di viscosità (dinamica) del fluido.

È bene ricordare che il moto del fluido è a regime laminare se il numero di Reynolds Re della corrente fluida risulta relativamente basso. Nel caso rappresentato in figura 2.1, se δ è la massa volumica, il numero di Reynolds è dato da:

$$Re = \frac{U h \delta}{\mu}$$

Nel caso di lubrificazione idrodinamica il moto del lubrificante è in genere a regime laminare: il numero di Reynolds risulta infatti basso sia per i piccoli valori dello spessore di lubrificante sia per i valori relativamente elevati della viscosità dei lubrificanti impiegati in questo tipo di lubrificazione.

Per molti fluidi (gas e liquidi a basso peso molecolare, oli minerali) la viscosità è funzione solo della natura del fluido e del suo stato fisico (ossia della temperatura e della pressione), mentre è indipendente dal gradiente di velocità. Questi fluidi sono detti newtoniani. Per essi la viscosità è una variabile di stato e la (1) è una legge fisica.

I fluidi la cui viscosità dipende anche dal gradiente di velocità sono detti non newtoniani: i grassi lubrificanti e gli oli multigradi sono un esempio di fluidi di questi tipo.

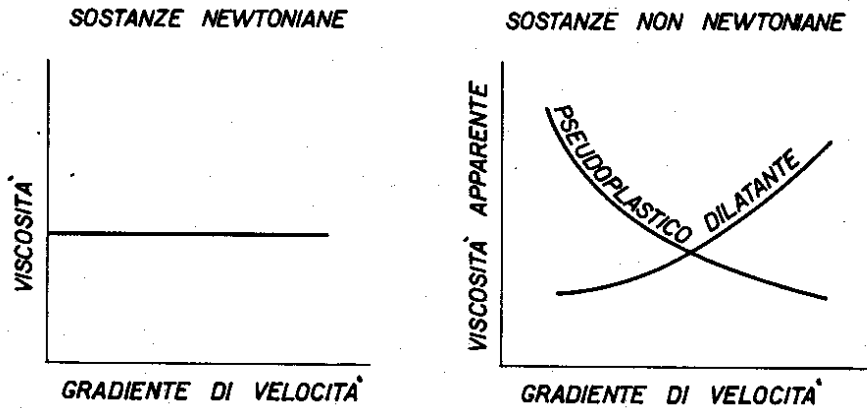


Figura 2.2 – Andamento della viscosità in funzione del gradiente di velocità per sostanze newtoniane e non newtoniane

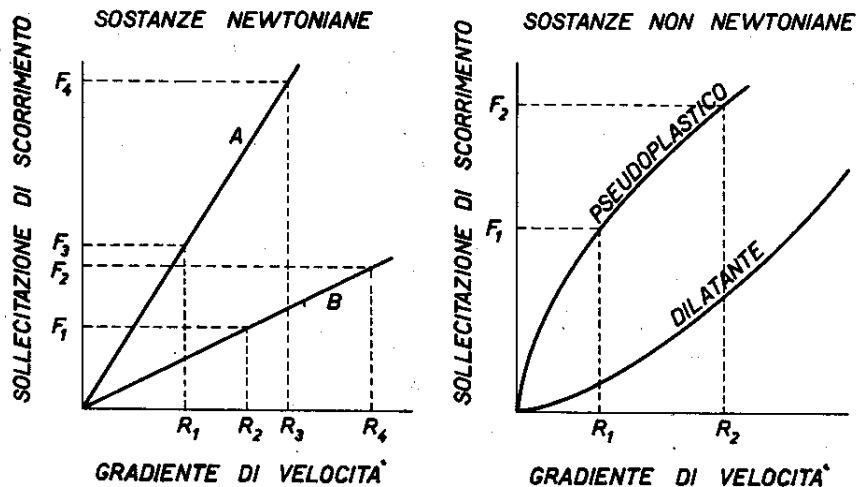


Figura 2.3 – Comportamento reologico di sostanze newtoniane e non newtoniane

2.2 Viscosità dinamica e cinematica. Unità di misura della viscosità.

Viscosità dinamica

La costante di proporzionalità μ tra la tensione di scorrimento τ e il gradiente di velocità prende il nome di viscosità dinamica del fluido. Essa non è una grandezza adimensionale. Le sue dimensioni si deducono dalla (1):

$$[\mu] = \frac{[M L T^{-2} L^{-2}]}{[L T^{-1} L^{-1}]} = [M L^{-1} T^{-1}]$$

Nel sistema internazionale: $1 \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1} = 1 \text{ N m}^{-2} \text{ s} = 1 \text{ Pa s}$

Nel sistema CGS l'unità di misura della viscosità dinamica è il poise (P):

$1 \text{ g cm}^{-1} \text{ s}^{-1} = 1 \text{ poise} = 10^{-1} \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}$ $1 \text{ poise} = 10^{-1} \text{ Pa s}$

Viene comunemente usato il centipoise (cP): $1 \text{ cP} = 10^{-2} \text{ P} = 10^{-3} \text{ Pa s} = 1 \text{ mPa s}$

Viscosità cinematica

Il rapporto ν tra la viscosità dinamica μ e la densità δ (o massa volumica) di un fluido prende il nome di viscosità cinematica:

$$\nu = \frac{\mu}{\delta} \quad [v] = \frac{[M L^{-1} T^{-1}]}{[M L^{-3}]} = [L^2 T^{-1}]$$

Nel sistema internazionale l'unità di misura è il $\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$.

Nel sistema CGS l'unità di misura della viscosità cinematica è lo stokes (St):

$1 \text{ cm}^2 \text{ s}^{-1} = 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1} = 1 \text{ St}$

Viene comunemente usato il centistokes (cSt): $1 \text{ cSt} = 10^{-2} \text{ St} = 10^{-6} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1} = 1 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$

Per caratterizzare un olio si usa spesso la viscosità cinematica poiché essa è determinata direttamente, con facilità ed accuratezza, mediante viscosimetri a tubo capillare (vedi § 2.3).

Nota: dal 01/01/1986 le sole unità di misura ammesse sono quelle del S.I.

2.3 Viscosimetri.

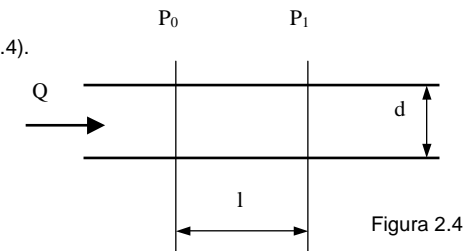
ASSOLUTI

Viscosimetro assoluto A CAPILLARE (Figura 2.4).

Si basa sulla equazione di Poiseuille:

$$P_0 - P_1 = \frac{128 \mu l Q}{\pi d^4} \quad (2)$$

μ viscosità dinamica
 Q portata [m^3/s]
 P_0, P_1 pressioni



Si misura la caduta di pressione $P_0 - P_1$ tra due sezioni di un tubo capillare (Figura 2.4). Se il fluido è newtoniano vale la (2) da cui è possibile ricavare il valore della viscosità μ . Si impiega un tubo capillare perché la (2) vale in condizioni di regime laminare.

Viscosimetro assoluto ROTANTE (Figura 2.5).

Si basa sulla legge di Newton. Ad una molla di torsione sono fissati un disco con scala graduata ed un cilindro immerso in un recipiente contenente il fluido da esaminare. Il recipiente viene fatto ruotare e, per effetto delle azioni viscosose del lubrificante, pone in rotazione il cilindro. La molla si deforma ed il disco ruota di un angolo il cui valore viene letto mediante la scala graduata. Note le caratteristiche geometriche e le rigidità torsionale della molla, è possibile stabilire un legame tra la viscosità del fluido e l'angolo di rotazione del disco.

Figura 2.5 – Viscosimetro rotante.

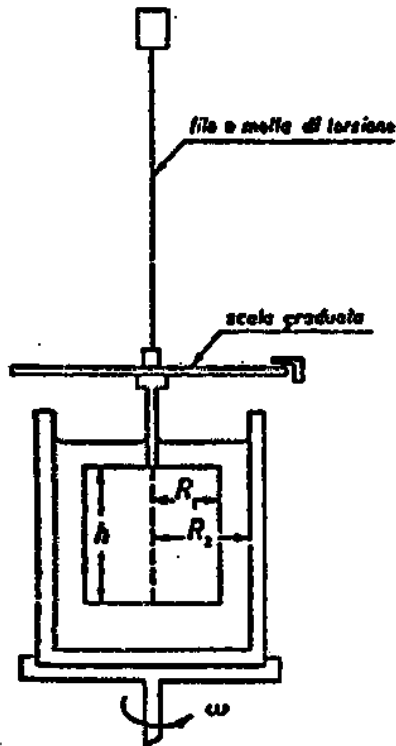
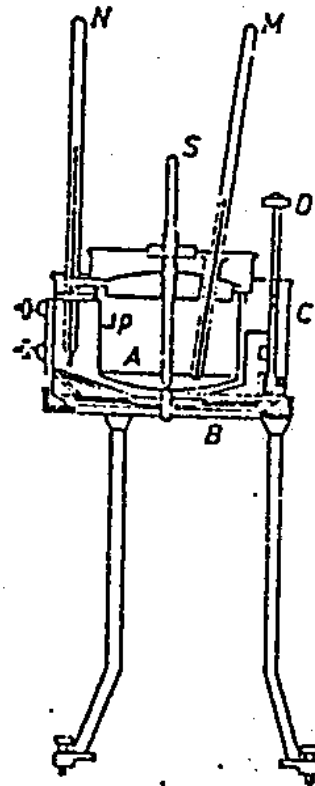


Figura 2.6 – Viscosimetro Engler



RELATIVI

Consentono di ricavare la viscosità relativa, ossia tramite prove effettuate con determinate modalità. Ne esistono di vario tipo. I più comuni sono i seguenti:

Viscosimetro **Engler** (Figura 2.6). Diffuso in Europa. L'apparecchio è costituito da un recipiente A in cui si pone il liquido da esaminare. Tre punte p permettono di individuare esattamente il livello del liquido.

Sul fondo del recipiente vi è un tubicino B di platino con sezione leggermente convergente chiuso da un'asta di legno manovrabile dall'esterno (tenendo chiuso il coperchio). Il recipiente è posto in un altro C contenente un liquido mantenuto in agitazione mediante l'agitatore D, in modo che sia assicurata l'uniformità di temperatura. Due termometri, l'uno M che misura la temperatura del fluido in esame, l'altro N quella del liquido contenuto nel recipiente C. L'apparecchio viene tarato misurando il tempo di deflusso di 200 cm^3 di acqua distillata alla temperatura di 20°C . La misurazione consiste nel far defluire 200 cm^3 del liquido in esame rilevando la temperatura ed il tempo impiegato. Il rapporto E tra questo tempo e quello rilevato nell'operazione di taratura è, in gradi Engler, la viscosità relativa del liquido alla temperatura in cui si è svolta la prova.

Viscosimetro **Redwood** (U.K.). Esprime la viscosità mediante l'indice di Redwood. Si misura il tempo di efflusso di 50 cm^3 di fluido.

Viscosimetro **Saybolt** (USA). Esprime la viscosità in SUS (Saybolt Universal Seconds). Si misura il tempo di efflusso di 60 cm^3 di fluido.

Usando il sistema Redwood e Saybolt il risultato è riportato in secondi mentre con il sistema Engler il risultato è espresso in gradi Engler.

Ciascuno dei sistemi di misura menzionati fa riferimento ad una temperatura standard; tuttavia i fattori di conversione sotto riportati possono essere considerati sufficientemente accurati.

Conversione per le unità pratiche di viscosità.

La formula di Ubbelohde consente di ottenere la viscosità cinematica ν nota la viscosità espressa in °E:

$$\nu [cSt] = 10^2 \left(0.073 \text{ } ^\circ\text{E} - \frac{0.0631}{^\circ\text{E}} \right)$$

Esistono anche tabelle di conversione (vedi Tabella 2.1).

Tabella 2.1 – Fattori di conversione per le unità pratiche di viscosità.

centiStokes	Saybolt	Redwood	Engler
2	33	31	1,1
4	39	36	1,3
6	46	41	1,5
8	52	46	1,7
10	59	52	1,8
15	77	68	2,3
20	98	86	2,9
30	141	125	4,1
50	232	205	6,6
> 50	(4,6 X cS)	(4,1 X cS)	(0,132 X cS)

2.4 Dipendenza della viscosità dalla temperatura. Indice di viscosità.

La variazione della viscosità con la temperatura ha una grande importanza sulla capacità di carico. Nel caso dei liquidi la viscosità diminuisce al crescere della temperatura; per gli oli tale diminuzione è sensibile.

L'importanza pratica della variazione della viscosità con la temperatura è ben illustrata se si considerano i requisiti di un olio lubrificante per motore automobilistico. Affinché l'avviamento sia facilitato alle basse temperature, gli attriti, e quindi la viscosità del lubrificante, devono essere bassi; durante il periodo di riscaldamento è richiesta nuovamente una bassa viscosità affinché la portata d'olio dal serbatoio ai cuscinetti sia sufficiente. Una volta che il motore è caldo, una viscosità dell'olio troppo bassa è dannosa per i cuscinetti. Conseguentemente un buon olio per motori dovrebbe possedere una viscosità che varia il meno possibile con la temperatura.

A titolo indicativo in figura 2.7 sono riportate per alcuni fluidi le curve $\mu=f(T)$, con la temperatura espressa in gradi Fahrenheit. A questo proposito va ricordato che la temperatura t in °C e la temperatura T in °F sono legate da:

$$t = (T - 32) / 1.8$$

Per il calcolo della viscosità in funzione della temperatura sono stati proposti diversi modelli analitici; la maggior parte dei ricercatori usa l'espressione:

$$\mu = A e^{b/T}$$

ove T è la temperatura assoluta e A e b sono due costanti.

Nel 1926 MacCoull propose la seguente espressione che fu poi adottata dall'ASTM (The American Society for Testing Materials):

$$\text{Log Log } (v + a) = k - c \text{ Log } (T)$$

dove:

v = viscosità cinematica [cSt]
 T = temperatura assoluta

Le quantità k e c sono costanti caratteristiche dell'olio; a vale 0.6 anche se alcuni suggeriscono per a i valori 0.7 o 0.8.

Le espressioni ora viste non sono molto pratiche per definire la variazione della viscosità con la temperatura. Nel 1929 Dean e Davis proposero una scala arbitraria per definire tale variazione.

Al miglior olio allora disponibile (olio che aveva il minor cambiamento della viscosità con la temperatura) fu assegnato un indice di viscosità (V.I.) di 100. All'olio più povero fu assegnato il valore 0. Stabiliti questi riferimenti, il V.I. di un generico olio che possiede la stessa viscosità degli oli di riferimento a 210°F vale:

$$V.I. = \frac{L-U}{L-H} 100$$

dove:

L = viscosità a 100 °F dell'olio con V.I. 0
 H = viscosità a 100 °F dell'olio con V.I. 100
 U = viscosità a 100 °F dell'olio con V.I. incognito

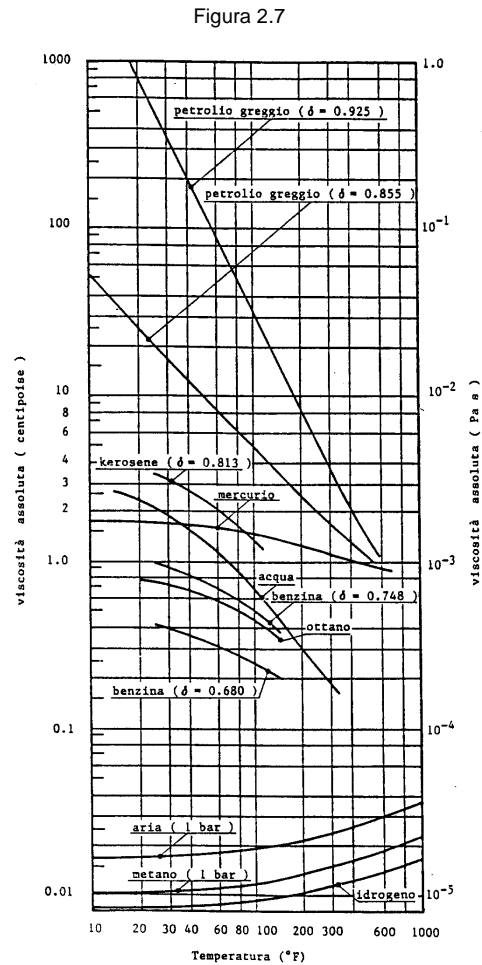


Figura 2.7

Il concetto di V.I. è rappresentato graficamente in Figura 2.8; i due oli di riferimento e l'olio incognito hanno la medesima viscosità a 210 °F.

Per applicare questo sistema di misura ad un generico olio che ha una certa viscosità a 210 °F è necessario disporre di una coppia di oli standard con V.I. 0 e V.I. 100 aventi quella viscosità a 210 °F. L'ASTM ha preparato delle tabelle che forniscono i valori di L e H corrispondenti a qualsiasi valore della viscosità a 210 °F in modo da determinare rapidamente il V.I. di un qualsiasi olio se è nota la sua viscosità a 100 °F e 210 °F.

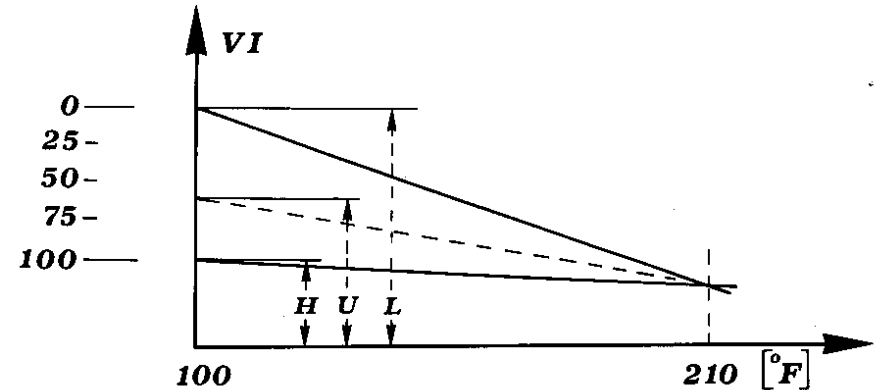


Figura 2.8 – Rappresentazione dell'indice di viscosità.

Il grande vantaggio dell'uso del V.I. consiste nel fatto che la variazione della viscosità con la temperatura è data da un unico numero.

Gli svantaggi del metodo dell'indice di viscosità sono i seguenti:

Il V.I. non è una funzione additiva: una miscela al 50 % di due oli con 0 V.I. e 100 V.I. non ha un V.I. di 50.

Il V.I. è definito partendo dalle viscosità a due prefissate temperature e non dà alcuna informazione sulla viscosità a temperature differenti da quelle prefissate.

Per valori del V.I. superiori a 140 si possono avere due oli con la stessa viscosità a 100 °F e lo stesso V.I. ma con viscosità molto differenti a 210 °F. La Figura 2.9 mostra le curve della viscosità cinematica a 100 °F tracciate in funzione della viscosità a 210 °F per oli che hanno differenti valori di V.I.; le curve mostrano chiaramente l'anomalia che si verifica per V.I. maggiori di 140.

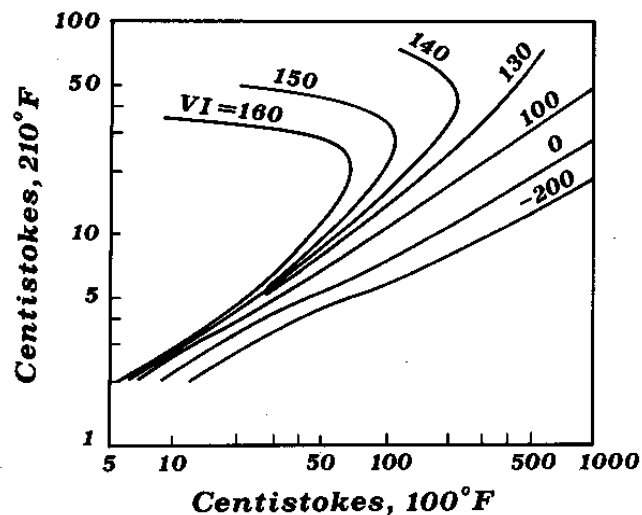
Per gli oli aventi indice di viscosità superiore a 100 si impiega la seguente relazione:

$$V.I. = \frac{10^N - 1}{0.00715} + 100 \quad N = \frac{\text{Log } H - \text{Log } U}{\text{Log } v}$$

dove:

H = viscosità a 100 °F dell'olio con V.I. 100
 U = viscosità a 100 °F dell'olio con V.I. incognito
 v = viscosità cinematica [cSt] a 210 °F dell'olio incognito

Figura 2.9 – Viscosità a 100° F e 210° F per olii con differenti V.I.



2.5 Classificazione S.A.E. degli oli lubrificanti

Questo sistema di misura della viscosità è stato introdotto dall'American Society of Automotive Engineers (S.A.E.). La classificazione S.A.E. comprende sette numeri disposti in ordine crescente senza relazione con i valori della viscosità: 5W, 10W, 20W, 20, 30, 40, 50. Ad ogni numero corrisponde un certo campo di viscosità (vedi Tabella 2.2). La lettera W (winter) definisce gli oli usati alle basse temperature; i numeri senza W stanno ad indicare gli oli per temperature moderate o calde. Gli oli definiti da due numeri, ad esempio 10W/30 o 20W/40 ricoprono entrambe le esigenze e possono essere usati con successo su un vasto campo di temperature poiché opportunamente additivati; essi sono chiamati oli multigradi o oli estate-inverno (Figura 2.10, Tabella 2.3).

Tabella 2.2

SAE viscosità	Viscosità cinematica cSt	
	a -18°C	a 98.9°C
5 W	869	
10 W	1303 - 2606	
20 W	2606 - 10423	
20		5.73 - 9.62
30		9.62 - 12.93
40		19.93 - 16.77
50		16.77 - 22.68

Figura 2.10

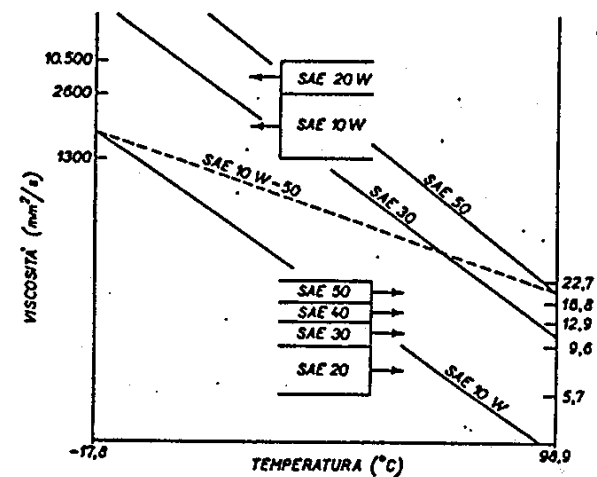


Tabella 2.3 – Limiti dell'indice di viscosità per oli multigradi

Gradazione SAE del multigrado	Specifiche viscosimetriche (SAE J 300 a)				Indice di viscosità ASTM D 2270
	Viscosità cSt a 0 °F		Viscosità cSt a 210 °F		
	max	min	max	min	
5 W-20	1300	-	-	5,7	≥124
5 W-30	1300	-	-	9,6	≥182
5 W-40	1300	-	-	12,9	≥208
5 W-50	1300	-	-	16,8	≥231
10 W-20	2600	-	-	5,7	min 92
	-	1300	9,6	-	max 182
10 W-30	2600	-	-	9,6	min 146
	-	1300	12,9	-	max 208
10 W-40	2600	-	-	12,9	min 170
	-	1300	16,8	-	max 231
10 W-50	2600	-	-	16,8	min 191
	-	1300	22,7	-	max 257
20 W-20	10500	-	-	5,7	min 20
	-	2600	9,6	-	max 145
20 W-30	10500	-	-	9,6	min 94
	-	2600	12,9	-	max 170
20 W-40	10500	-	-	12,9	min 113
	-	2600	16,8	-	max 191
20 W-50	10500	-	-	16,8	min 132
	-	2600	22,7	-	max 215

3 Lubrificazione idrodinamica.

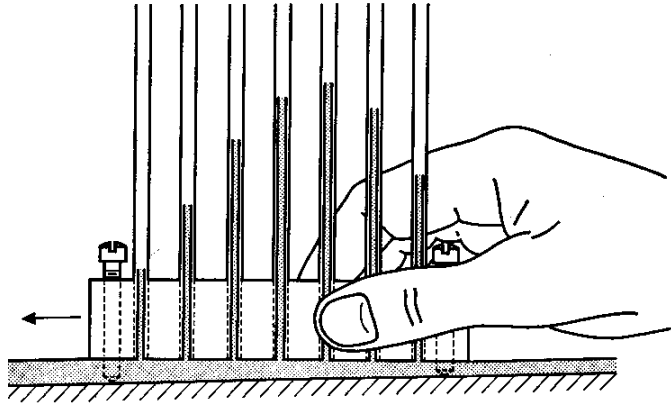


Figura 3.1 – Sviluppo di pressione nel fluido.

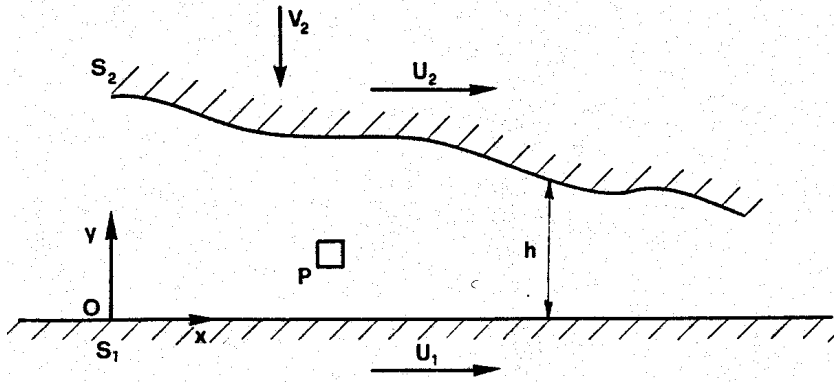


Figura 3.2

Condizioni al contorno

$$\begin{aligned}
 y=0 &\rightarrow u=U1 & v=0 & w=0 \\
 y=h &\rightarrow u=U2=0 & v=V2=0 & w=0
 \end{aligned}$$

3.1 Equazioni di equilibrio
Equazione di continuità
Equazione di Reynolds

Su ogni faccia di un elemento infinitesimo di fluido di lati dx, dy, dz, ho tre azioni: una pressione e due azioni tangenziali (dovute alle componenti di velocità u e w).

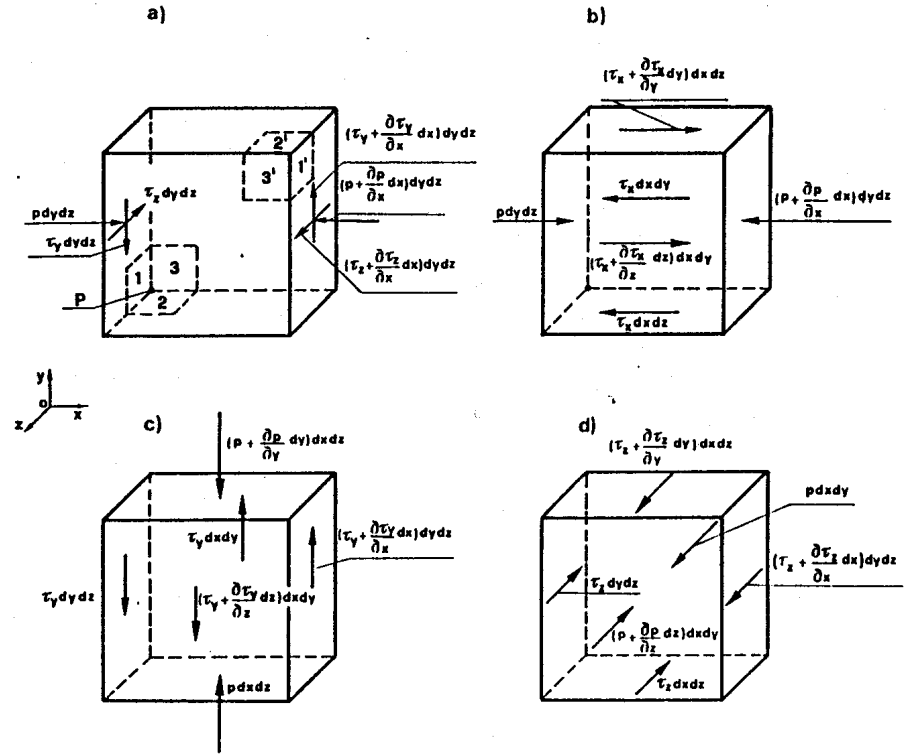


Figura 3.3

Equazione di equilibrio lungo x:

$$p dy dz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz + \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} dy \right) dx dz - \tau_x dx dz + \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial z} dz \right) dx dy - \tau_x dx dy = 0$$

Equazioni analoghe si possono scrivere lungo gli assi y e z, per cui si ottiene:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \frac{\partial u}{\partial z} &= 0 & \frac{\partial p}{\partial x} &= \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \\
 \frac{\partial p}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) & \text{ed essendo: } \frac{\partial v}{\partial x} &= \frac{\partial v}{\partial z} = 0 & \text{si ha: } \frac{\partial p}{\partial y} &= \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} = 0 \\
 \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) & \frac{\partial w}{\partial x} &= 0 & \frac{\partial p}{\partial z} &= \mu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}
 \end{aligned}$$

DISTRIBUZIONE DI VELOCITÀ NEL MEATO**Componente di velocità u**

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y + C_1$$

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2$$

viste le condizioni ai limiti, si ha:

$$U_1 = C_2$$

$$0 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} h^2 + C_1 h + C_2 \quad C_1 = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} h - \frac{U_1}{h}$$

ed infine:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - hy) + U_1 \left(1 - \frac{y}{h}\right)$$

Componente di velocità w

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}$$

$$\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y + C_3$$

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y^2 + C_3 y + C_4$$

viste le condizioni ai limiti, si ha:

$$0 = C_4$$

$$0 = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} h^2 + C_3 h + C_4 \quad C_3 = -\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} h$$

ed infine:

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - hy)$$

Equazione di continuità

$$q_x dz + q_z dx - \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \right) dz - \left(q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \right) dx = 0$$

$$\text{da cui: } \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = 0$$

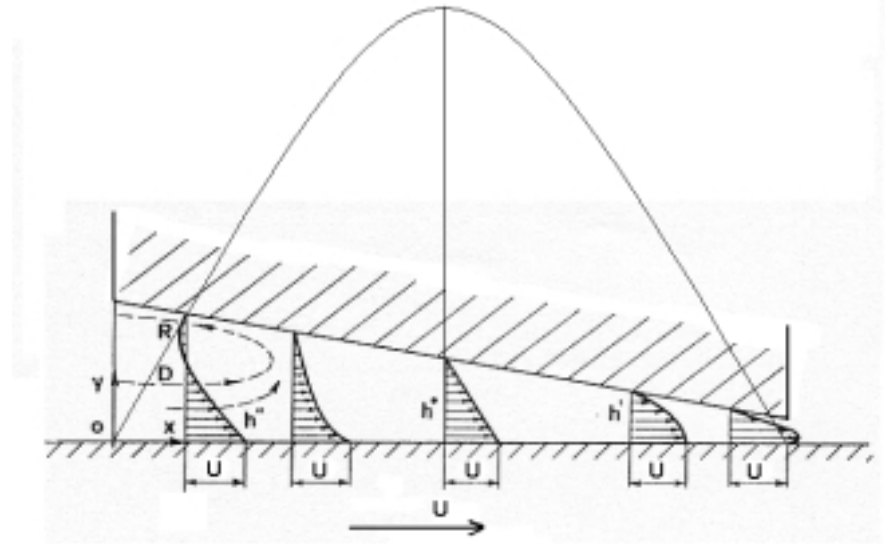


Figura 3.4

EQUAZIONE DI REYNOLDS

$$q_x = \int_0^h u \, dy \quad \text{e} \quad q_z = \int_0^h w \, dy$$

$$q_x = \int_0^h u \, dy = \int_0^h \left[\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - hy) + U_1 \left(1 - \frac{y}{h}\right) \right] dy = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{h^3}{3} - \frac{h^3}{2} \right) + U_1 \left(h - \frac{h}{2} \right)$$

$$q_x = -\frac{1}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} h^3 + U_1 \frac{h}{2}$$

$$q_z = \int_0^h w \, dy = \int_0^h \left[\frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} (y^2 - hy) \right] dy = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \left(\frac{h^3}{3} - \frac{h^3}{2} \right)$$

$$q_z = -\frac{1}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} h^3$$

$$-\frac{1}{12\mu} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial p}{\partial x} h^3 \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(U_1 \frac{h}{2} \right) - \frac{1}{12\mu} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial p}{\partial z} h^3 \right) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial p}{\partial x} h^3 \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial p}{\partial z} h^3 \right) = 6\mu U_1 \frac{\partial h}{\partial x}$$

3.2 Modelli matematici semplificati: Caso Piano

Lunghezza del meato infinita in direzione z → $p=p(x)$
 Meato cilindrico (generatrici normali al piano x-y) → $h=h(x)$

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{dp}{dx} h^3 \right) = 6\mu U_1 \frac{dh}{dx}$$

$$\frac{dp}{dx} h^3 = 6\mu U_1 h + C$$

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu U_1 \frac{1}{h^2} + \frac{C}{h^3} \quad dp = 6\mu U_1 \frac{1}{h^2} dx + \frac{C}{h^3} dx$$

$$p(x) = 6\mu U_1 \int_0^x \frac{1}{h^2} dx + C \int_0^x \frac{1}{h^3} dx + C_1$$

Condizioni al contorno: $x=0 \rightarrow p=p_a$
 $x=a \rightarrow p=p_a$

$$p_a = C_1 \quad C = -6\mu U_1 \frac{\int_0^a \frac{1}{h^2} dx}{\int_0^a \frac{1}{h^3} dx}$$

$$p_a = 6\mu U_1 \int_0^a \frac{1}{h^2} dx + C \int_0^a \frac{1}{h^3} dx + C_1$$

Poniamo:

$$h^* = \frac{\int_0^a \frac{1}{h^2} dx}{\int_0^a \frac{1}{h^3} dx}$$

si ha: $C = -6\mu U_1 h^*$

per cui:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu U_1}{h^2} \left(1 - \frac{h^*}{h} \right)$$

$$p(x) - p_a = 6\mu U_1 \left(\int_0^x \frac{dx}{h^2} - h^* \int_0^x \frac{dx}{h^3} \right)$$

3.3 Distribuzione delle pressioni, forze risultanti e coefficiente di attrito.

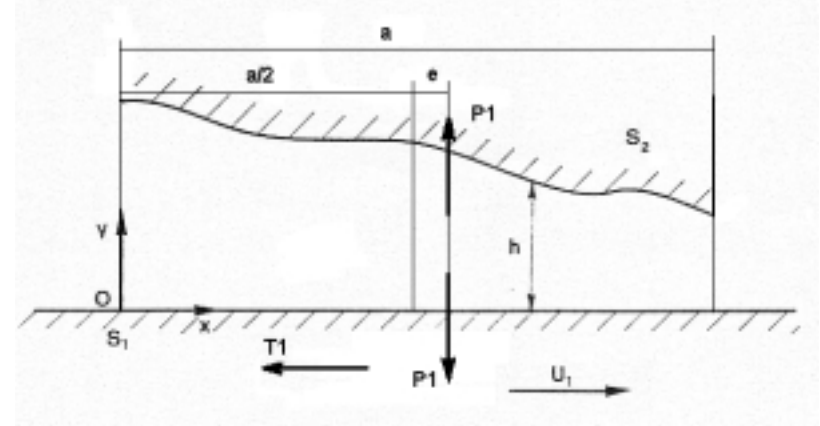


Figura 3.5

Risultante delle pressioni agenti sulla superficie S_1 (per unità di larghezza)

$$P_1 = \int_0^a (p - p_a) dx$$

Linea di azione della risultante

$$P_1 \left(\frac{a}{2} + e \right) = \int_0^a (p - p_a) x dx$$

Tensione tangenziale trasmessa dal fluido alla parete mobile

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) + U_1 \left(1 - \frac{y}{h} \right)$$

$$(\tau_x)_{y=0} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0}$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (2y - h) - \frac{U_1}{h}$$

$$(\tau_x)_{y=0} = -\frac{1}{2} \frac{dp}{dx} h - \frac{\mu U_1}{h}$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} h - \frac{U_1}{h}$$

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu U_1}{h^2} \left(1 - \frac{h^*}{h} \right)$$

$$(\tau_x)_{y=0} = -\frac{3\mu U_1}{h^2} \left(1 - \frac{h^*}{h} \right) - \frac{\mu U_1}{h}$$

$$(\tau_x)_{y=0} = -\frac{\mu U_1}{h^2} (4h - 3h^*)$$

La risultante delle azioni viscosi (per unità di larghezza)

$$T_1 = \int_0^a (\tau_x)_{y=0} dx$$

Il coefficiente di attrito della coppia lubrificata si può definire come:

$$f = \frac{T_1}{P_1}$$

3.4 Meato limitato da pareti piane.

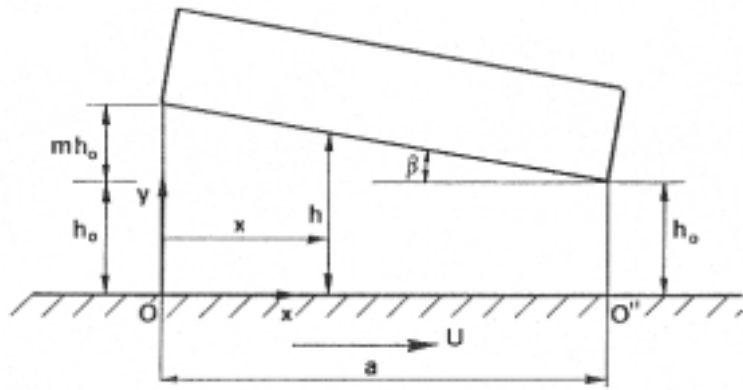


Figura 3.6

Ipotesi
 Lunghezza del meato infinita in direzione z → p=p(x) e w=0
 Superficie S₂ piana e normale al piano x-y → h=h(x)

Equazione di Reynolds $\frac{d}{dx} \left(\frac{dp}{dx} h^3 \right) = 6\mu U \frac{dh}{dx}$

Funzione h=h(x)

$$h(x) = h_0 + (h_1 - h_0) \frac{(a-x)}{a}$$

posto: $m = \frac{h_1 - h_0}{h_0}$ si ha: $h(x) = h_0 \left(1 + m \frac{(a-x)}{a} \right)$

Velocità nel meato:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) + U_1 \left(1 - \frac{y}{h} \right)$$

$$v = 0$$

$$w = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dz} (y^2 - hy) = 0$$

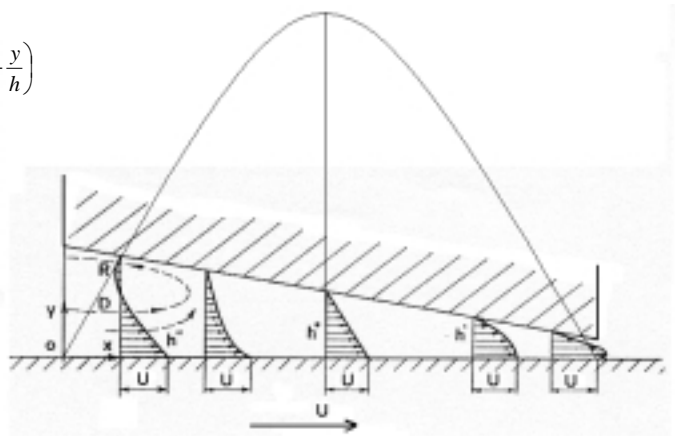


Figura 3.7

Pressioni nel meato:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6\mu U}{h^2} \left(1 - \frac{h^*}{h} \right)$$

$$p(x) - p_a = 6\mu U \left(\int_0^x \frac{dx}{h^2} - h^* \int_0^x \frac{dx}{h^3} \right)$$

$$h^* = \frac{\int_0^a \frac{1}{h^2} dx}{\int_0^a \frac{1}{h^3} dx} = 2h_0 \frac{1+m}{2+m}$$

$$p(x) - p_a = \frac{6\mu U a}{h_0^2} k(m, \frac{x}{a})$$

$$k(m, \frac{x}{a}) = \frac{m \frac{x}{a} \left(1 - \frac{x}{a} \right)}{(2+m) \left(1 + m - m \frac{x}{a} \right)^2}$$

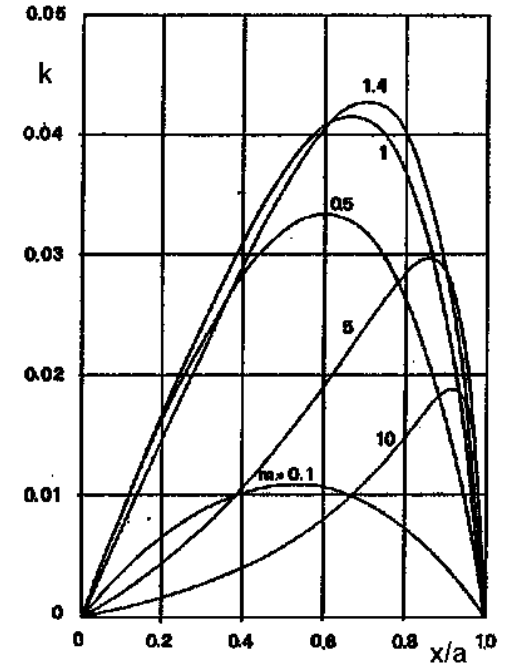


Figura 3.8

Nella sezione in cui la pressione è massima si ha: $h(x) = h^* = h_0 \left(1 + m \frac{(a-x^*)}{a} \right)$

da cui si può ricavare l'ascissa in cui la pressione risulta massima: $x^* = \frac{1+m}{2+m} a$

che inserita nell'espressione di p(x) fornisce: $p_{\max} - p_a = \frac{6\mu U a}{h_0^2} \frac{m}{4(1+m)(2+m)}$

Carico risultante (per unità di larghezza)

$$P_1 = \int_0^a (p - p_a) dx = 6\mu U \left(\frac{a}{h_0} \right)^2 \psi(m)$$

$$\psi(m) = \left[\frac{1}{m^2} \log(1+m) - \frac{2}{m(2+m)} \right]$$

Dalla Figura 3.9 si osserva che ψ è funzione del solo parametro m e assume valori massimi per $m \approx 1.2$.

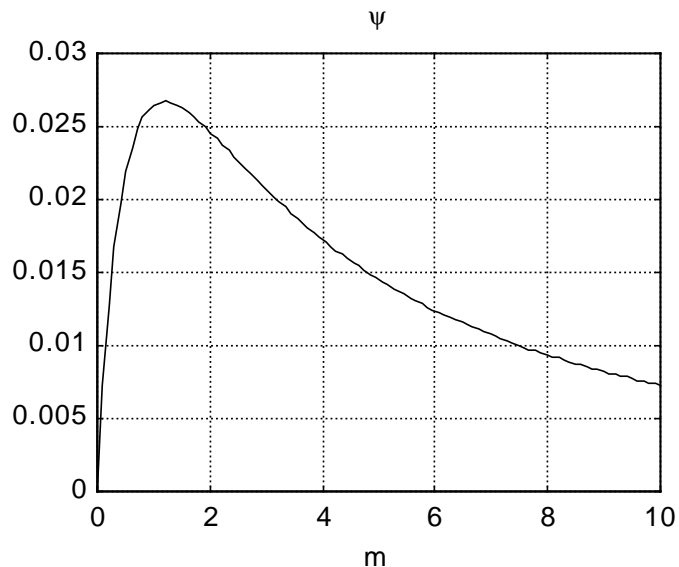


Figura 3.9

Noto il parametro m possiamo trovare la capacità portante P_1 ed anche l'altezza minima del meato:

$$h_0 = a \sqrt{\frac{6\mu U}{P_1} \psi(m)}$$

Coefficiente di attrito

La risultante delle azioni viscosi sul membro mobile risulta:

$$T_1 = \int_0^a (\tau_x)_{y=0} dx = \mu U \frac{a}{h_0} \vartheta(m)$$

$$\vartheta(m) = \frac{4}{m} \log(1+m) - \frac{6}{2+m}$$

per cui si ha: $f = \frac{T_1}{P_1} = \frac{h_0}{6a} \frac{\vartheta(m)}{\psi(m)}$

oppure, essendo:

$$\frac{h_0}{a} = \sqrt{\frac{6\mu U \psi(m)}{P_1}}$$

possiamo scrivere:

$$f = \frac{\vartheta(m)}{\sqrt{6\psi(m)}} \sqrt{\frac{\mu U}{P_1}} = \lambda(m) \sqrt{\frac{\mu U}{P_1}}$$

$$\lambda(m) = \frac{\vartheta(m)}{\sqrt{6\psi(m)}}$$

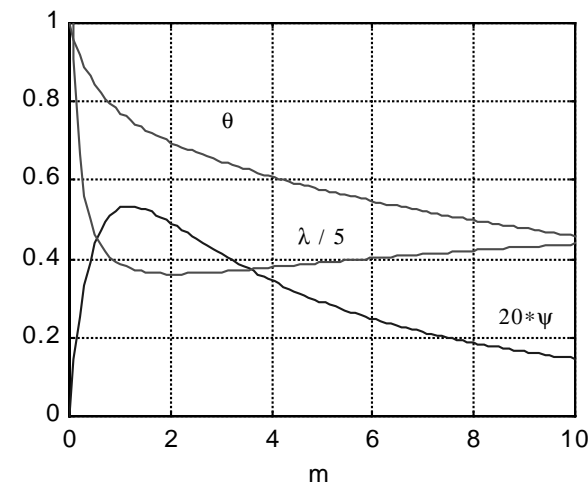


Figura 3.10

Linea di azione del carico

$$e = a \varepsilon(m)$$

$$\varepsilon(m) = \frac{[m^2 + 6(m+1)] \log(1+m) - 3m(m+2)}{2m[(m+2) \log(1+m) - 2m]}$$

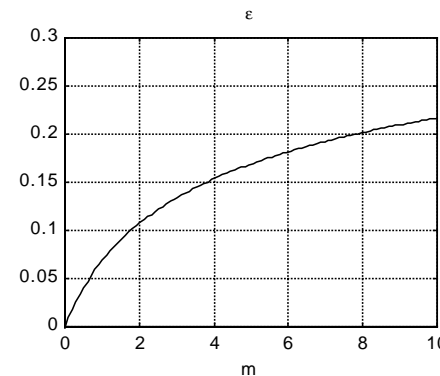


Figura 3.11

Cuscinetti a pattini fissi

Per ciascun pattino risulta costante l'angolo β e quindi il prodotto $m h_0$.
L'angolo β è in ogni caso molto piccolo.
L'altezza del meato varia al variare del carico P_1 secondo la:

$$h_0 = a \sqrt{\frac{6\mu U}{P_1} \psi(m)}$$

Si può ritenere: $\tan(\beta) \approx \beta = \frac{m h_0}{a} = m \sqrt{\frac{6\mu U}{P_1} \psi(m)}$

$$\beta^2 = \frac{6\mu U}{P_1} \left[\log(1+m) - \frac{2m}{(2+m)} \right]$$

$$\phi(m) = \frac{\beta^2 P_1}{\mu U}$$

Per cui:

$$\phi(m) = 6 \left[\log(1+m) - \frac{2m}{(2+m)} \right]$$

Per un assegnato cuscinetto, noti i valori di β , μ , U , a , P_1 , è quindi possibile calcolare il valore di $\phi(m)$; con questo valore, mediante il seguente grafico, si determina il valore di m . Determinato m , è possibile calcolare il valore di $\psi(m)$ e quindi il valore dell'altezza minima del meato e del coefficiente di attrito.

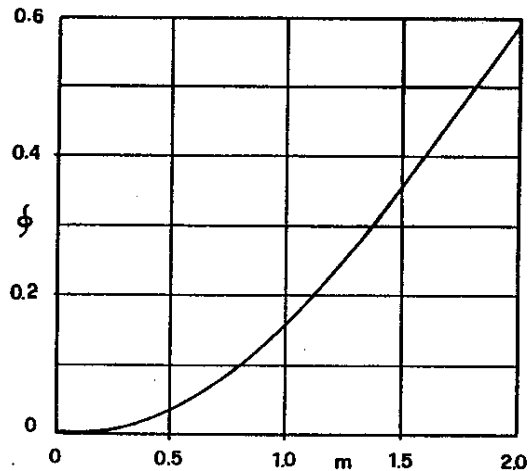


Figura 3.12

3.5 Applicazioni.

Cuscinetti reggispinta a pattini fissi

Figura 3.13, 3.14 e 3.15(a).

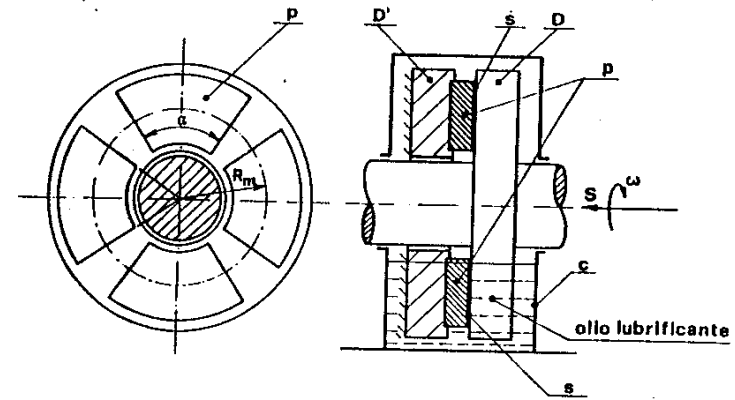


Figura 3.13

Per velocità non troppo elevate (interverrebbe l'effetto centrifugo) si possono ritenere valide le espressioni ricavate nel paragrafo 3.4 a patto di sostituire:

$$a = \alpha R_m$$

$$U = \Omega R_m$$

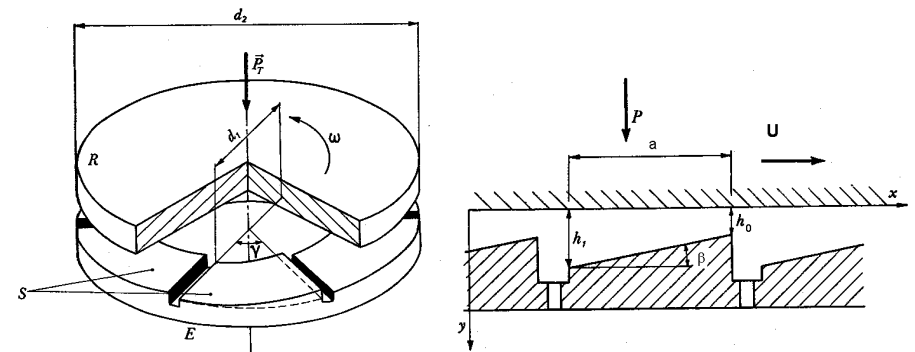


Figura 3.14

Per i pattini fissi risulta fissata costruttivamente l'inclinazione del pattino (l'angolo β) e quindi il prodotto $m h_0$.

I cuscinetti a pattini fissi sono di semplice costruzione, economici, di ingombro limitato, ma di prestazioni scadenti alle basse velocità.

Cuscinetti reggispinta a pattini oscillanti (cuscinetti Michell)

Prestazioni migliori possiedono i cuscinetti a pattini oscillanti (Figura 3.15 b, Figura 3.16), detti anche cuscinetti Michell (Anthony G.M. Michell, 1905).

Principali vantaggi:

- ** capacità di sopportare un allineamento non perfetto tra l'asse dell'albero e quello del supporto reggispinta;
- ** possibilità di variare opportunamente l'inclinazione dei pattini al variare delle condizioni di funzionamento, cioè al variare della spinta, della velocità angolare e della viscosità del lubrificante.

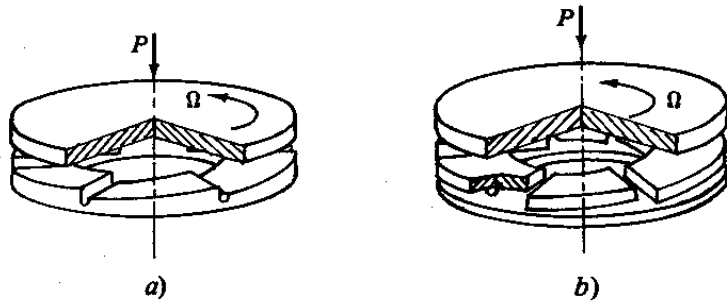


Figura 3.15 – a) Pattini fissi; b) Pattini oscillanti

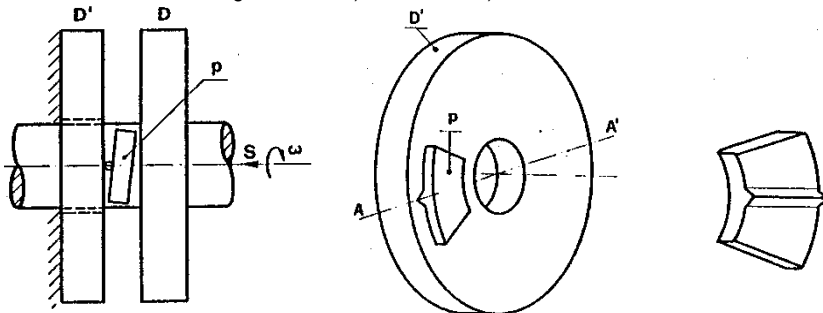


Figura 3.16

Dai grafici riportati in Figura 3.9 e 3.11 risulta evidente che per avere capacità portante non nulla, l'eccentricità non può risultare nulla. Di conseguenza il pattino oscillante non può essere incernierato in mezzzeria. Da ciò risulta l'impossibilità di invertire il senso di rotazione dell'albero. Si avrebbe, infatti, un valore di eccentricità negativo, che corrisponderebbe ad una capacità portante nulla.

E' possibile ovviare a questo limite adottando pattini bombati (Figura 3.17). Per questi è possibile dimostrare che si ha capacità portante anche quando $e=0$, pertanto possono essere incernierati in mezzzeria.

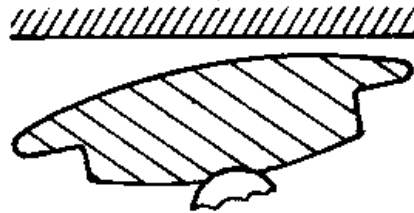


Figura 3.17

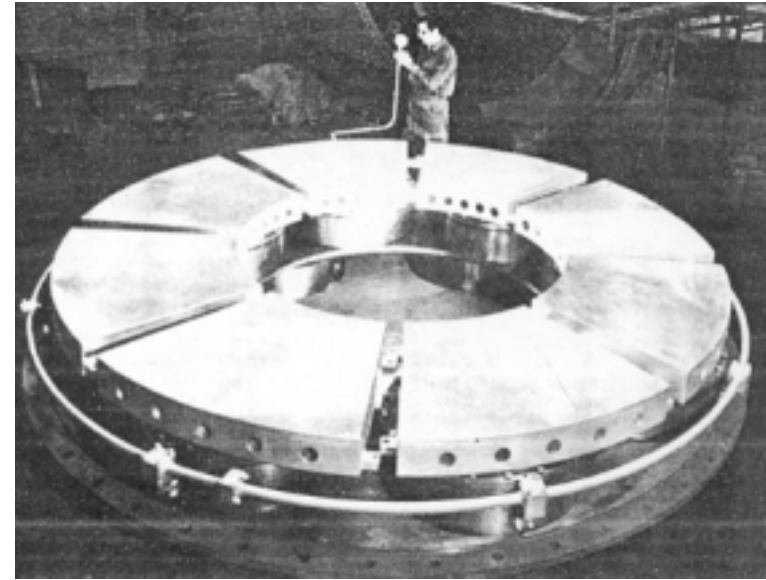


Figura 3.18 – Realizzazione costruttiva di un anello fisso di un cuscinetto Michell

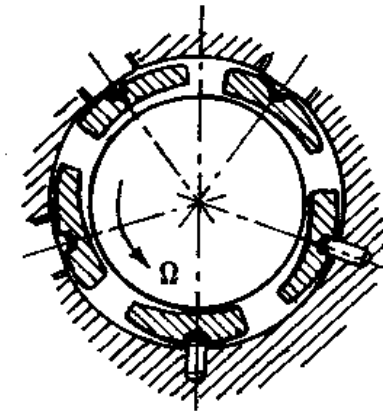
Cuscinetti portanti a pattini

Figura 3.19

3.6 Meato limitato da pareti piane di lunghezza finita.

I risultati del paragrafo 3.4 possono essere estesi al caso di meato di lunghezza finita b purchè si introducano opportuni coefficienti correttivi.

Le differenze da rilevare sono le seguenti:

- ** la pressione non è più funzione della sola x $p=p(x,z)$
- ** si ha una componente di velocità w in direzione z
- ** la pressione si annulla per $z = \pm b/2$
- ** la risultante delle pressioni è inferiore rispetto al caso piano
- ** il coefficiente di attrito è più elevato
- ** la potenza dissipata per attrito è più elevata
- ** l'altezza minima del meato è inferiore rispetto al caso piano

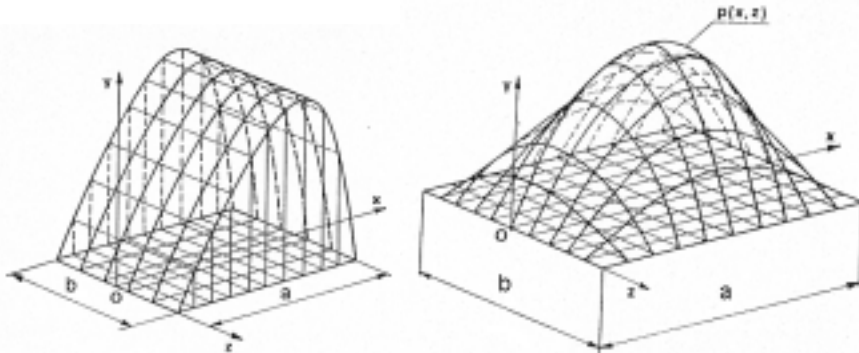


Figura 3.20 – Distribuzione pressioni: a) meato di lunghezza infinita; b) meato di lunghezza finita.

Per un esame approfondito delle coppie di lunghezza finita si rimanda a trattati specializzati. Qui si riporta, a titolo indicativo, i valori del coefficiente correttivo che permette di valutare la capacità portante (Figura 3.21). Il diagramma è valido per valori di $m=1$ ma può essere utilizzato anche per valori di m sensibilmente differenti da uno.

$$\xi = \frac{P}{P_1 b}$$

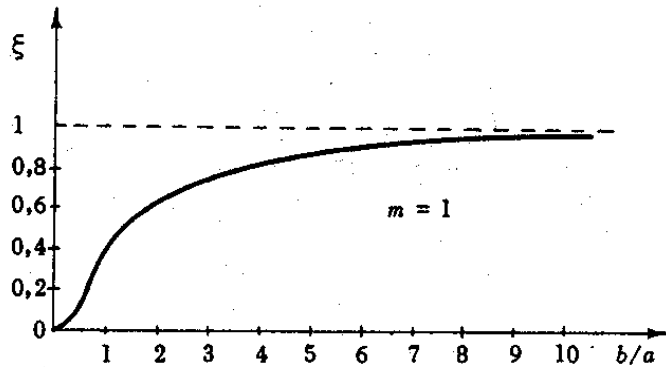


Figura 3.21

3.7 Coppia rotoidale lubrificata.

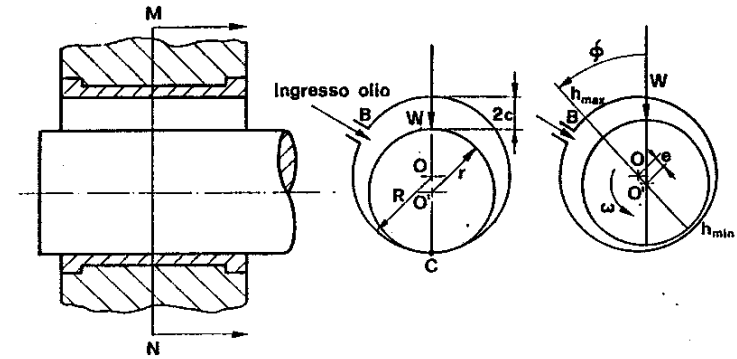


Figura 3.22

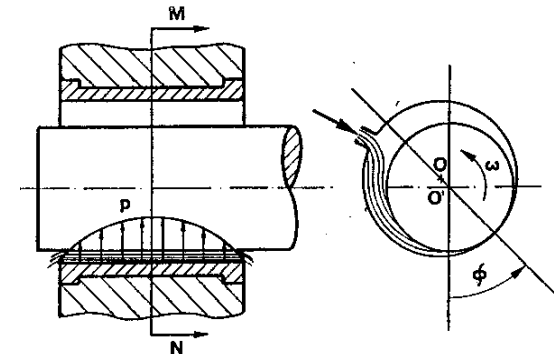


Figura 3.23

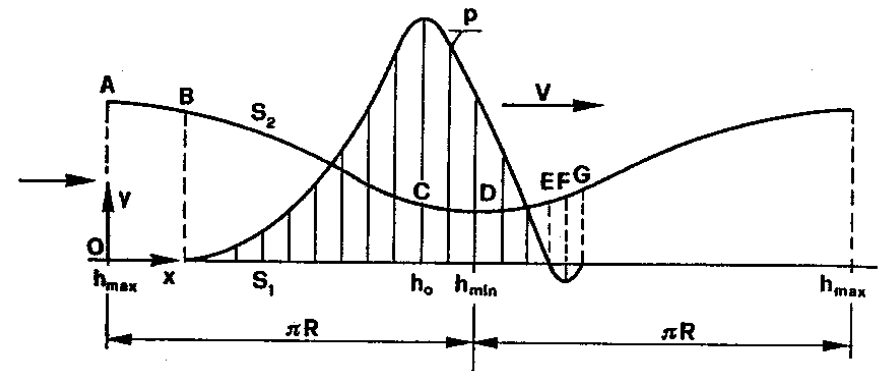


Figura 3.24

$$h(\vartheta) = R_2 - R_1 - e \cos \vartheta$$

$$h(\vartheta) = \delta - e \cos \vartheta = \delta \left(1 - \frac{e}{\delta} \cos \vartheta \right)$$

$$h(\vartheta) = \delta(1 - \chi \cos \vartheta)$$

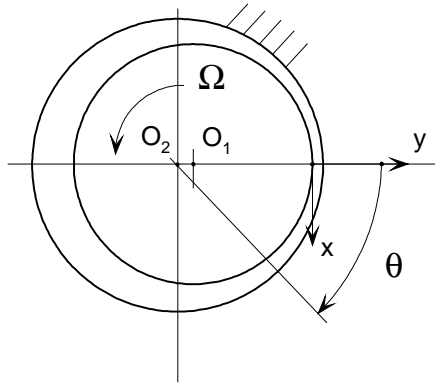


Figura 3.25

Lo spessore del meato è molto piccolo rispetto al raggio del perno; l'effetto della curvatura è perciò assolutamente trascurabile.

La geometria del meato può pertanto ricondursi a quella di Figura 3.2. Infatti, tagliando la coppia secondo il raggio $\theta = \pi$ e rettificando il meato si ottiene la Figura 3.26.

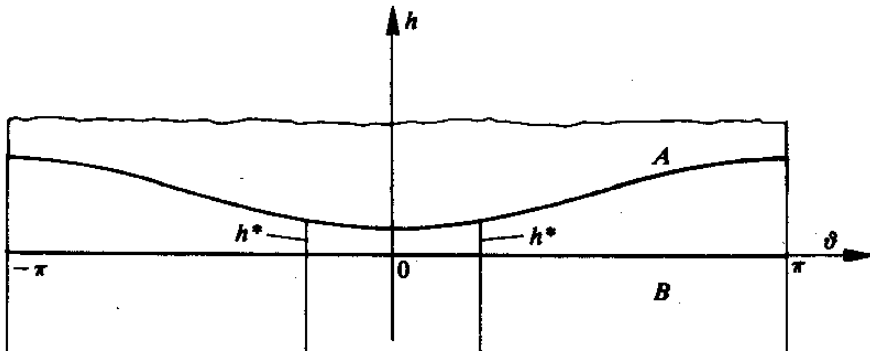


Figura 3.26

Il membro mobile (B) è in questo caso il perno, mentre il membro fisso (A) è la sua sede. Ovviamente è:

$$U = -\Omega R_1$$

$$x = \vartheta R_1$$

Valgono tutte le relazioni del paragrafo 3.2.

In particolare:

$$\frac{dp}{d\vartheta} = -\frac{6\mu \Omega R_1^2}{h^2} \left(1 - \frac{h^*}{h} \right)$$

La pressione nel meato deve avere valori uguali per $\theta = -\pi$ e $\theta = \pi$, ne consegue che la costante h^* vale in questo caso:

$$h^* = \frac{\int_{-\pi}^{\pi} \frac{1}{h^2} d\vartheta}{\int_{-\pi}^{\pi} \frac{1}{h^3} d\vartheta} = 2\delta \frac{1 - \chi^2}{2 + \chi^2}$$

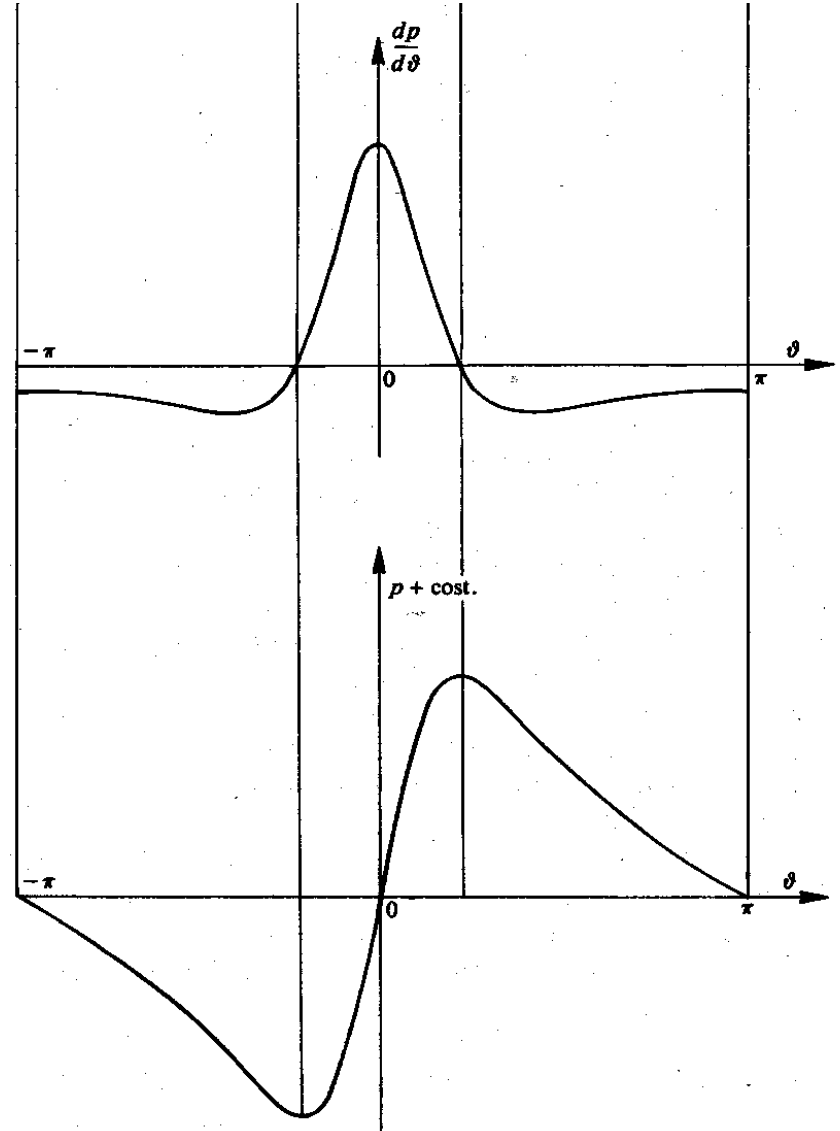


Figura 3.27

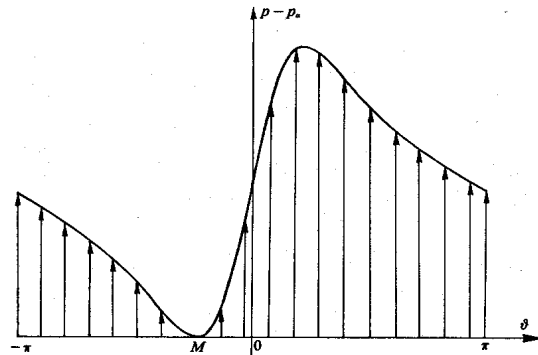
Per la pressione si ottiene la seguente espressione:

$$p(\vartheta) = \frac{6\mu R_1^2 \Omega}{\delta^2} \frac{\chi(2 - \chi \cos \vartheta) \sin \vartheta}{(2 + \chi^2)(1 - \chi \cos \vartheta)^2} + C$$

L'andamento della della $dp/d\theta$ e della pressione è rappresentato in Figura 3.27.

Si osservi che $dp/d\theta$ è una funzione pari dal momento che lo è $h=h(\theta)$. Ne discende che la pressione assume lo stesso valore non soltanto in $\theta=-\pi$ e $\theta=\pi$, ma anche in $\theta=0$.

La Figura 3.27 dà la pressione a meno di una costante che può essere determinata purchè si conosca il valore della pressione stessa per un valore di θ . Ad esempio, se il meato fosse in comunicazione con l'esterno in corrispondenza di $\theta = -\theta^*$, la sovrappressione $p-p_a$ assumerebbe in $-\theta$ il valore zero (Figura 3.28).



2 - Andamento della pressione con $p - p_a = 0$ in M .

Figura 3.28

Se immaginiamo di riportare radialmente attorno al perno la distribuzione di pressione di Figura 3.28, notiamo che, ai fini del calcolo della risultante delle pressioni, tale distribuzione equivale a quella di Figura 3.27, ossia a quella rappresentata in Figura 3.29.

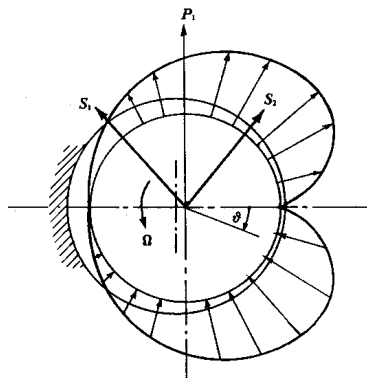


Figura 3.29

Il valore di P_1 , del momento M necessario a mantenere in rotazione uniforme il perno, e del rapporto M_1/RP_1 , sono dati dalle relazioni seguenti (nelle quali si è scritto R invece di R_1):

$$P_1 = 6\mu\Omega R \left(\frac{R}{\delta}\right)^2 \varphi(\chi) \quad M_1 = \mu\Omega R^2 \frac{R}{\delta} v(\chi)$$

$$\varphi(\chi) = \frac{2\chi\pi}{(2 + \chi^2)\sqrt{1 - \chi^2}} \quad v(\chi) = \frac{4\pi(1 + 2\chi^2)}{(2 + \chi^2)\sqrt{1 - \chi^2}}$$

$$f = \frac{M_1}{P_1 R} = \frac{\delta}{R} \frac{v(\chi)}{6\varphi(\chi)} = \frac{\delta}{R} \frac{1 + 2\chi^2}{3\chi}$$

La funzione che compare nell'espressione del coefficiente di attrito: $\frac{1 + 2\chi^2}{3\chi}$

si mantiene molto prossima ad uno in tutto l'intervallo $0.5 < \chi < 1$, che comprende tutto l'intervallo dei valori di χ più comunemente adottati nel proporzionamento dei cuscinetti. Il coefficiente di attrito della coppia rotoidale di allungamento infinito, perfettamente lubrificata, vale pertanto:

$$f \approx \frac{\delta}{R}$$

3.8 Coppia rotoidale lubrificata di lunghezza finita.

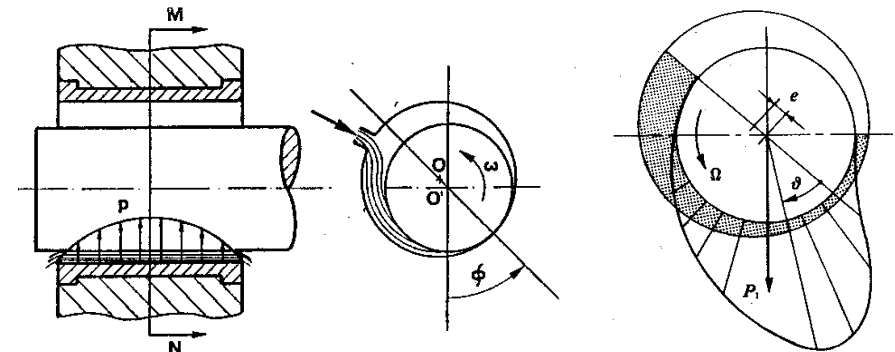


Figura 3.30

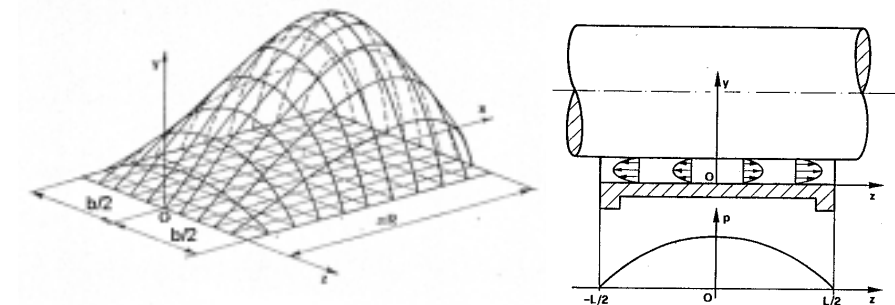


Figura 3.31

$$P_1^* = \frac{P_1}{6\mu\Omega R \left(\frac{R}{\delta}\right)^2} \quad f^* = f \frac{R}{\delta} \quad Q_a^* = \frac{Q_a}{b\Omega R \delta}$$

Numero di Sommerfeld:

$$S = \frac{\mu\Omega R \left(\frac{R}{\delta}\right)^2}{\pi P_1}$$

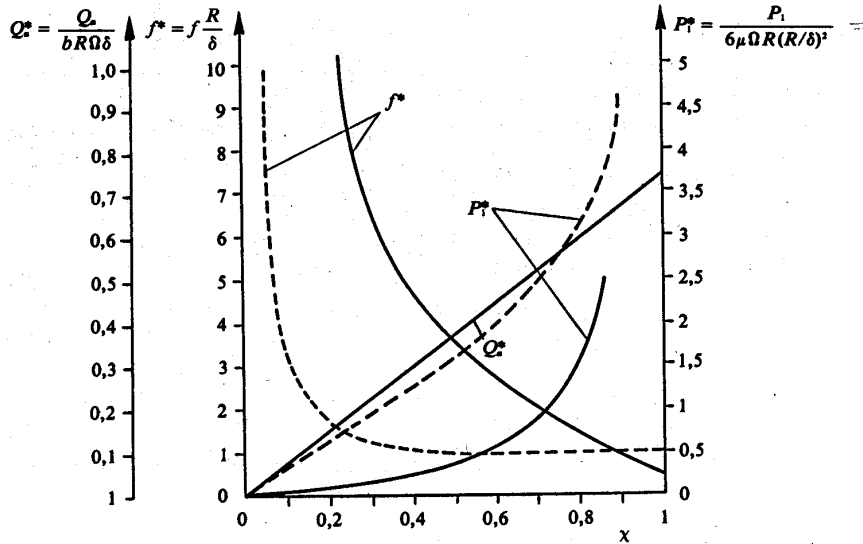


Figura 3.32

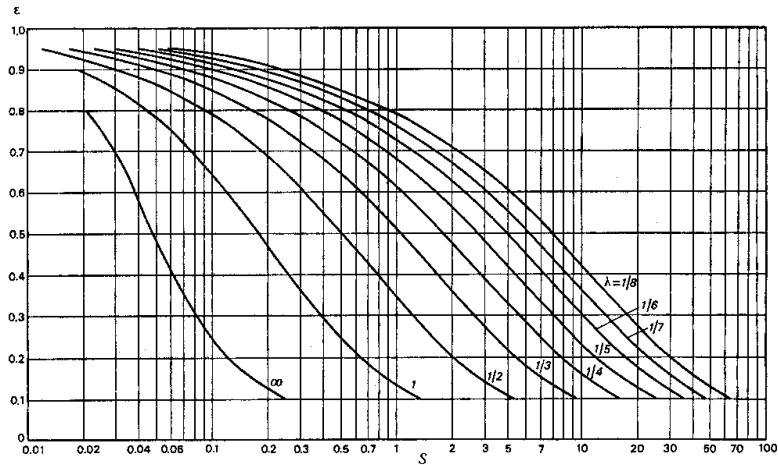


FIG. 328: Andamento dell'eccentricità relativa ϵ in funzione del numero di Sommerfeld S per un cuscinetto portante lubrificato completo.

Figura 3.33

3.9 Effetti termici.

Ipotesi:

Tutta l'energia dissipata in calore viene spesa per innalzare la temperatura del lubrificante. Si tratta di una ipotesi cautelativa.

$$f P U = Q c \rho \Delta t$$

$$\Delta t = \frac{f P U}{Q c \rho}$$

La portata.

PATTINI PIANI.

Nell'ipotesi di caso piano, si ha:

$$q_x = -\frac{1}{12\mu} \frac{dp}{dx} h^3 + U_1 \frac{h}{2}$$

$$q_z = 0$$

Se ci riferiamo alla sezione in cui la pressione è massima:

$$q_x = U_1 \frac{h^*}{2}$$

$$Q_x = U_1 \frac{h^*}{2} b$$

Occorrerà poi aggiungere un termine che metta in conto le fughe lungo l'asse z:
per $m=1$ $Q_z \approx 50\% Q_x$

COPPIA ROTOIDALE

La portata si calcola come visto prima.

Nel calcolo dell'incremento di temperatura si pone: $U = R \Omega$

4 Lubrificazione idrostatica.

Il lubrificante è mantenuto in pressione mediante mezzi esterni.

E' applicabile sia a cuscinetti reggispinta che portanti.

E' impiegabile anche quando gli elementi cinematica della coppia non sono in moto relativo.

Realizza un film di lubrificante molto rigido.

Consente l'impiego di lubrificanti a bassa viscosità cui corrisponde un basso valore del coefficiente di attrito della coppia.

4.1 Cuscinetto reggispinta a sostentazione fluidostatica.

Un albero rotante A, caricato da una forza assiale P, porta ad una estremità una parete piana ortogonale all'asse dell'albero, limitata da due raggi R_1 e R_2 .

La parete piana dell'albero viene affacciata alla parete piana di un membro fisso B. Attraverso un foro ricavato in B viene inviato lubrificante sotto pressione entro un pozzetto di raggio R_1 ricavato in corrispondenza dell'estremità dell'albero.

Attraverso il foro la pressione del lubrificante passa dal valore p_0 , all'ingresso del foro, al valore p_1 , entro il pozzetto. Il lubrificante sotto pressione tende a sfuggire dal pozzetto verso la periferia dando origine ad un meato in pressione fra l'albero e la sua sede.

La pressione del lubrificante può ritenersi costante entro il pozzetto, mentre decresce entro il sottile meato dal centro verso la periferia, fino a raggiungere il valore della pressione ambiente.

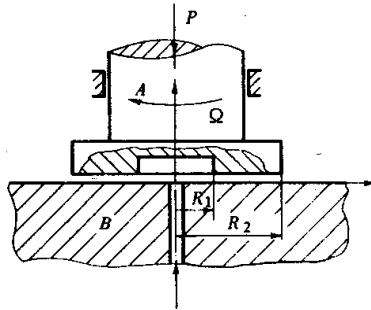


Figura 4.1

Studiamo l'equilibrio di un elemento di volume di fluido compresso tra: due cilindri coassiali con l'asse dell'albero, di raggi r e $r+dr$; due piani ortogonali all'asse dell'albero distanti tra loro dy ; due piani passanti per l'asse dell'albero comprendenti l'angolo $d\theta$.

Indichiamo con v_r e v_θ le componenti radiale e periferica della velocità del fluido.

$$v_r \Rightarrow \tau = \mu \frac{\partial v_r}{\partial y}$$

$$v_\theta \Rightarrow \tau = \mu \frac{\partial v_\theta}{\partial y}$$

Per ragioni di simmetria la pressione può variare solo in funzione di r e y .

Equilibrio in direzione radiale:

$$-p r d\theta dy + \left(p + \frac{\partial p}{\partial r} dr\right) (r+dr) d\theta dy - \tau r d\theta dr - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy\right) r d\theta dr - 2p \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) dr dy = 0$$

$$-p r d\theta dy + p r d\theta dy + p dr d\theta dy + \frac{\partial p}{\partial r} r dr d\theta dy + \frac{\partial p}{\partial r} dr^2 d\theta dy - \mu \frac{\partial^2 v_r}{\partial y^2} r dr d\theta dy - p dr d\theta dy = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \mu \frac{\partial^2 v_r}{\partial y^2}$$

Equilibrio secondo la periferia:

$$\tau r d\theta dr - \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy\right) r d\theta dr = 0$$

$$\mu \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial y^2} = 0$$

Equilibrio secondo l'asse y :

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0$$

La pressione è solo funzione di r : $p=p(r)$

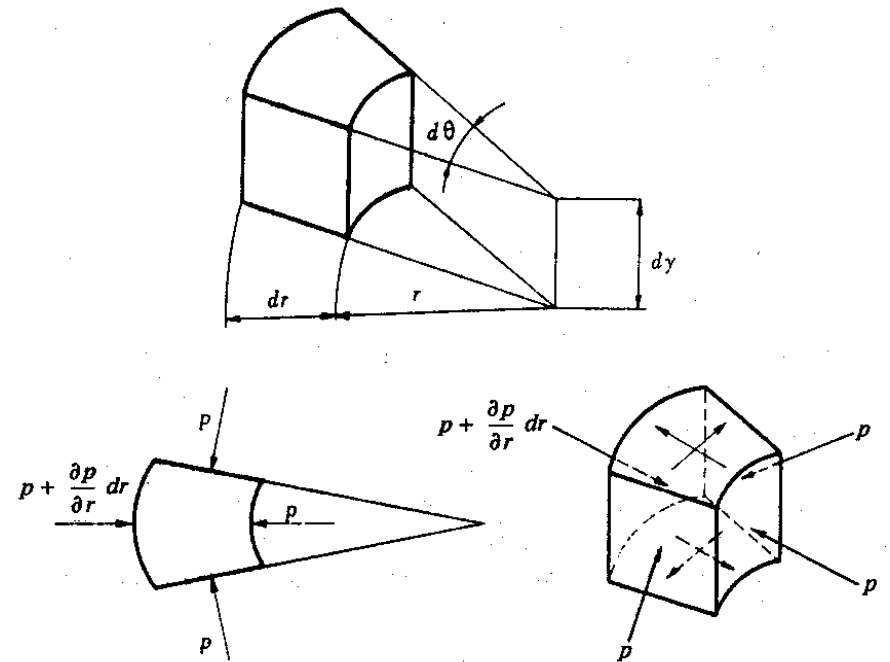


Figura 4.2

Condizioni al contorno

$$y=0 \rightarrow v_r=0 \quad v_\theta=0$$

$$y=h \rightarrow v_r=0 \quad v_\theta=r\Omega$$

DISTRIBUZIONE DI VELOCITÀ NEL MEATO

Componente di velocità radiale

$$\frac{dp}{dr} = \mu \frac{\partial^2 v_r}{\partial y^2} \quad \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dr} = \frac{\partial^2 v_r}{\partial y^2}$$

$$\frac{\partial v_r}{\partial y} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dr} y + C_1$$

$$v_r = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} y^2 + C_1 y + C_2$$

viste le condizioni ai limiti, si ha:

$$0 = C_2$$

$$0 = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} h^2 + C_1 h + C_2 \quad C_1 = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} h$$

ed infine:

$$v_r = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} (y^2 - hy)$$

Componente di velocità periferica

$$\frac{\partial^2 v_p}{\partial y^2} = 0$$

$$\frac{\partial v_p}{\partial y} = C_3$$

$$v_p = C_3 y + C_4$$

viste le condizioni ai limiti, si ha:

$$0 = C_4$$

$$r \Omega = C_3 h + C_4 \quad C_4 = \frac{r \Omega}{h}$$

ed infine:

$$v_p = \frac{r \Omega}{h} y$$

COPPIA PER MANTENERE IN ROTAZIONE IL PERNO

$$M = \int_{R_1}^{R_2} r 2\pi r^2 dr = \int_{R_1}^{R_2} \mu \frac{\partial v_p}{\partial y} 2\pi r^2 dr = \frac{2\pi\mu\Omega}{h} \int_{R_1}^{R_2} r^3 dr$$

$$M = \frac{\pi\mu\Omega}{2h} (R_2^4 - R_1^4)$$

CONDIZIONE DI CONTINUITÀ

$$Q = 2\pi r \int_0^h v_r dy$$

$$v_r = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} (y^2 - hy) \quad Q = \frac{2\pi r}{2\mu} \frac{dp}{dr} \int_0^h (y^2 - hy) dy = \frac{\pi r}{\mu} \frac{dp}{dr} \left(\frac{h^3}{3} - \frac{h^3}{2} \right)$$

$$Q = -\frac{h^3 \pi r}{6 \mu} \frac{dp}{dr}$$

DISTRIBUZIONE PRESSIONI E CAPACITÀ PORTANTE

$$\frac{dp}{dr} = -\frac{6\mu Q}{h^3 \pi} \frac{1}{r}$$

Integrando rispetto ad r ottengo:

$$p(r) = -\frac{6\mu Q}{h^3 \pi} \log(r) + C$$

$$p(R_2) = p_a = -\frac{6\mu Q}{h^3 \pi} \log(R_2) + C$$

Condizioni al contorno: $r = R_2 \rightarrow p = p_a$

$$C = p_a + \frac{6\mu Q}{h^3 \pi} \log(R_2)$$

$$p(r) - p_a = \frac{6\mu Q}{h^3 \pi} \log\left(\frac{R_2}{r}\right)$$

La pressione massima si ha per $r = R_1$ $p_1 - p_a = \frac{6\mu Q}{h^3 \pi} \log\left(\frac{R_2}{R_1}\right)$

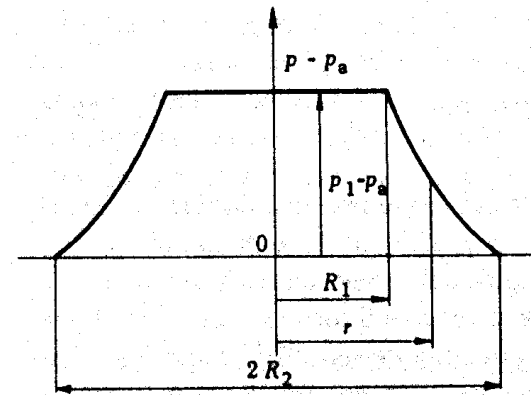


Figura 4.3

Capacità portante:

$$P = \pi R_1^2 (p_1 - p_a) + \int_{R_1}^{R_2} (p - p_a) 2\pi r dr$$

$$P = (p_1 - p_a) \frac{\pi}{2} \frac{R_2^2 - R_1^2}{\log\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}$$

CALCOLO E BILANCIO ENERGETICO

Note le dimensioni ed il carico P che il cuscinetto deve sostenere, dalla relazione precedente si ricava la pressione p1. Affinché p1 abbia il valore così trovato occorre che il prodotto $\mu Q/h^3$ assuma il valore che si ricava dalla:

$$p_1 - p_a = \frac{6\mu Q}{h^3 \pi} \log\left(\frac{R_2}{R_1}\right)$$

Poiché l'altezza del meato non deve scendere al di sotto di un valore limite, da stabilire caso per caso, dipendente dalla finitura delle superfici che delimitano il meato stesso, ne risulta un valore minimo del prodotto μQ .

Noto il valore del prodotto μQ si può calcolare il valore della pressione di alimentazione considerando le perdite di carico nel condotto di alimentazione. Considerando che il moto del fluido sia di tipo laminare, indicato con d il diametro del condotto e con l la sua lunghezza, si ha, per l'equazione di Poiseuille:

$$p_0 - p_1 = \frac{128 l \mu Q}{d^4 \pi}$$

Noto il valore del prodotto μQ e scelto un lubrificante, si può calcolare la portata impostando un bilancio energetico che fornisce la relazione tra la portata e la temperatura raggiunta dal lubrificante entro il meato, ossia tra portata e viscosità.

La potenza dissipata è:

$$P_d = Q(p_0 - p_1) + M\Omega + Q(p_1 - p_a) = M\Omega + Q(p_0 - p_a)$$

Ed il bilancio energetico fornisce:
$$\Delta t = \frac{P_d}{Q c \rho} = \frac{M\Omega + Q(p_0 - p_a)}{Q c \rho}$$

Quest'ultima, una volta note le caratteristiche del lubrificante, fornisce il legame tra μ e Q e permette, quindi, di trovare la portata.

COEFFICIENTE DI ATTRITO

Il coefficiente di attrito del cuscinetto può essere definito come rapporto tra il momento necessario a mantenere l'albero in rotazione uniforme ed il prodotto della forza assiale per il raggio medio del cuscinetto. Si pone cioè:

$$f = \frac{2M}{P(R_1 + R_2)} = \frac{\pi\Omega(R_1^2 + R_2^2)^3}{3QP^2(R_2 + R_1)} \sqrt{\frac{\mu^2(R_2 - R_1)^2}{3QP^2(R_2 + R_1)}}$$

che, una volta noto il legame tra μ e Q permette di calcolare il coefficiente di attrito in funzione di grandezze controllabili dall'esterno.

4.2 Cuscinetti portanti a sustentazione fluidostatica.

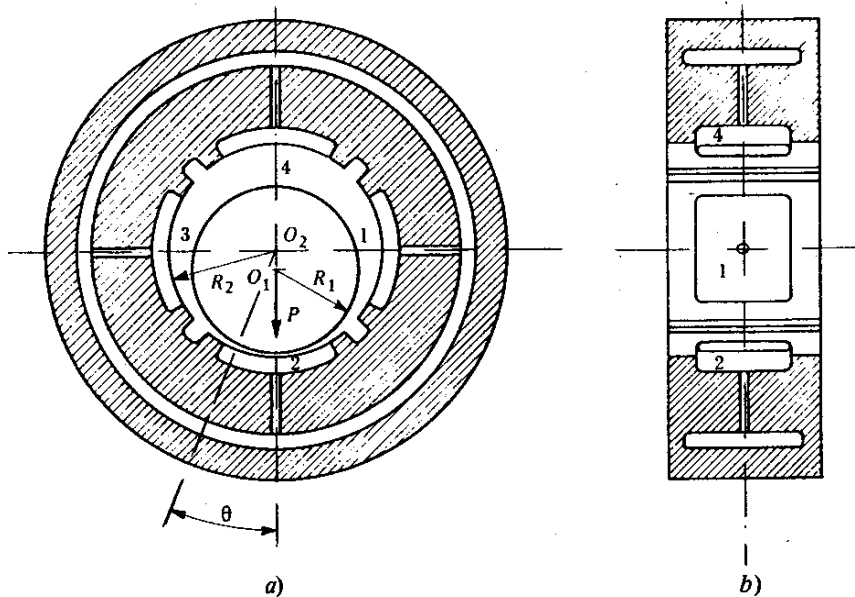
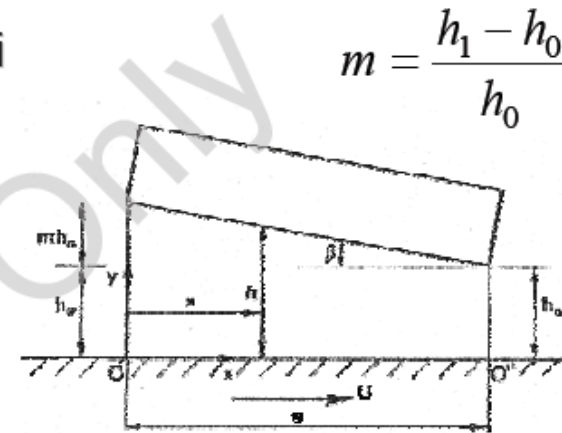


Figura 4.4 – Schema di un cuscinetto portante a sustentazione fluidostatica.

Cuscinetti a PATTINI FISSI: esercizio 1

- Si consideri un cuscinetto reggispinta a pattini fissi, avente le seguenti caratteristiche:

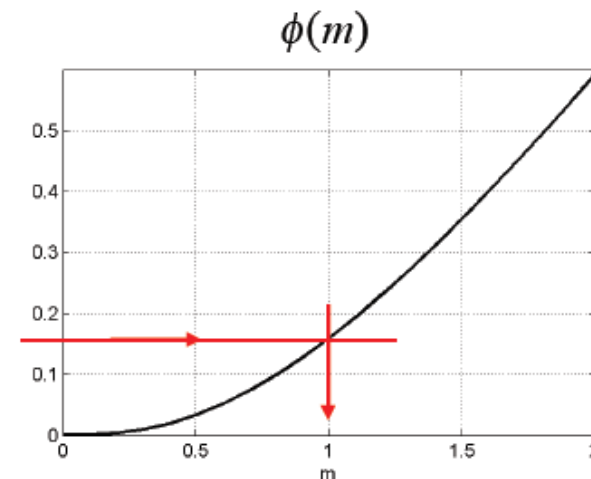
- Spinta assiale	$P = 10^5 \text{ N}$
- Numero di pattini	$Z = 8$
- Raggio interno del pattino	$R1 = 80 \text{ mm}$
- Raggio esterno del pattino	$R2 = 160 \text{ mm}$
- Inclinazione del pattino	$\beta = 10^{-3} \text{ rad}$
- Angolo apertura pattino	$\alpha = 38^\circ$
- Velocità di rotazione	$n = 1500 \text{ rpm}$
- Viscosità dinamica	$\mu = 5 \cdot 10^{-2} \text{ Pa s}$
- Rugosità superficiale	$Ra = 0.8 \text{ }\mu\text{m}$



$$m = \frac{h_1 - h_0}{h_0}$$

- Calcolare:
 - Altezza minima del meato
 - Il coefficiente di attrito
 - La potenza dissipata

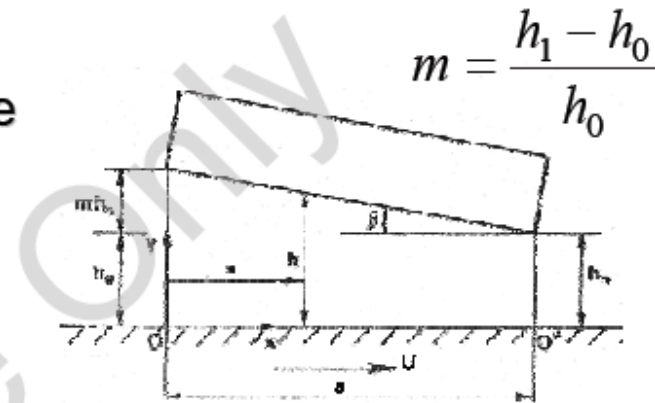
$$\phi(m) = \frac{\beta^2 P_1}{\mu U} = 6 \left[\log(1+m) - \frac{2m}{(2+m)} \right]$$



Cuscinetti a PATTINI ORIENTABILI: esercizio 2

- Si consideri un cuscinetto reggispinta a pattini orientabili (cuscinetto Michell), avente le seguenti caratteristiche:

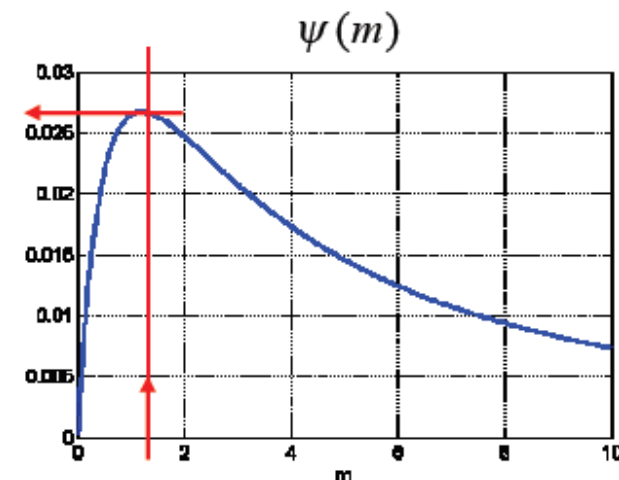
- Spinta assiale	$P = 10^5 \text{ N}$
- Numero di pattini	$Z = 8$
- Raggio interno del pattino	$R1 = 80 \text{ mm}$
- Raggio esterno del pattino	$R2 = 160 \text{ mm}$
- Angolo apertura pattino	$\alpha = 38^\circ$
- Velocità di rotazione	$n = 1500 \text{ rpm}$
- Viscosità dinamica	$\mu = 5 \cdot 10^{-2} \text{ Pa s}$
- Rugosità superficiale	$Ra = 0.8 \text{ }\mu\text{m}$



$$m = \frac{h_1 - h_0}{h_0}$$

$$\psi(m) = \left[\frac{1}{m^2} \log(1+m) - \frac{2}{m(2+m)} \right]$$

- Se il fulcro di ogni pattino dista dal bordo di ingresso di una quantità pari a $0.58 \cdot a$ (essendo a la larghezza del pattino in corrispondenza del raggio medio), calcolare:
 - Altezza minima del meato
 - Il coefficiente di attrito
 - La potenza dissipata



Dimensionamento di un cuscinetto a lubrificazione idrodinamica. Esercizio 3

Con i dati sotto riportati, si dimensiona il cuscinetto (determinare L , D , C) e si trovano i parametri di funzionamento h_0 , f , Q_s e T_m . Si consideri il cuscinetto completo e con $L/D=1$; i dati ed i diagrammi di Raimondi e Boyd per questo tipo di cuscinetto sono allegati in fondo.

Elenco dei simboli

P carico sul cuscinetto

μ viscosità lubrificante

N velocità di rotazione in rpm

f coefficiente di attrito

N' velocità di rotazione in giri/s

c calore specifico lubrificante

p pressione media

ρ massa volumica lubrificante

L lunghezza del cuscinetto

Q portata lubrificante all'inizio del meato in pressione

C gioco diametrale

Q_s portata alimentazione lubrificante

S numero di Sommerfeld

T_e temperatura alimentazione lubrificante

h_0 altezza minima meato

T_m temperatura media lubrificante

R_a rugosità superficiale

Dati

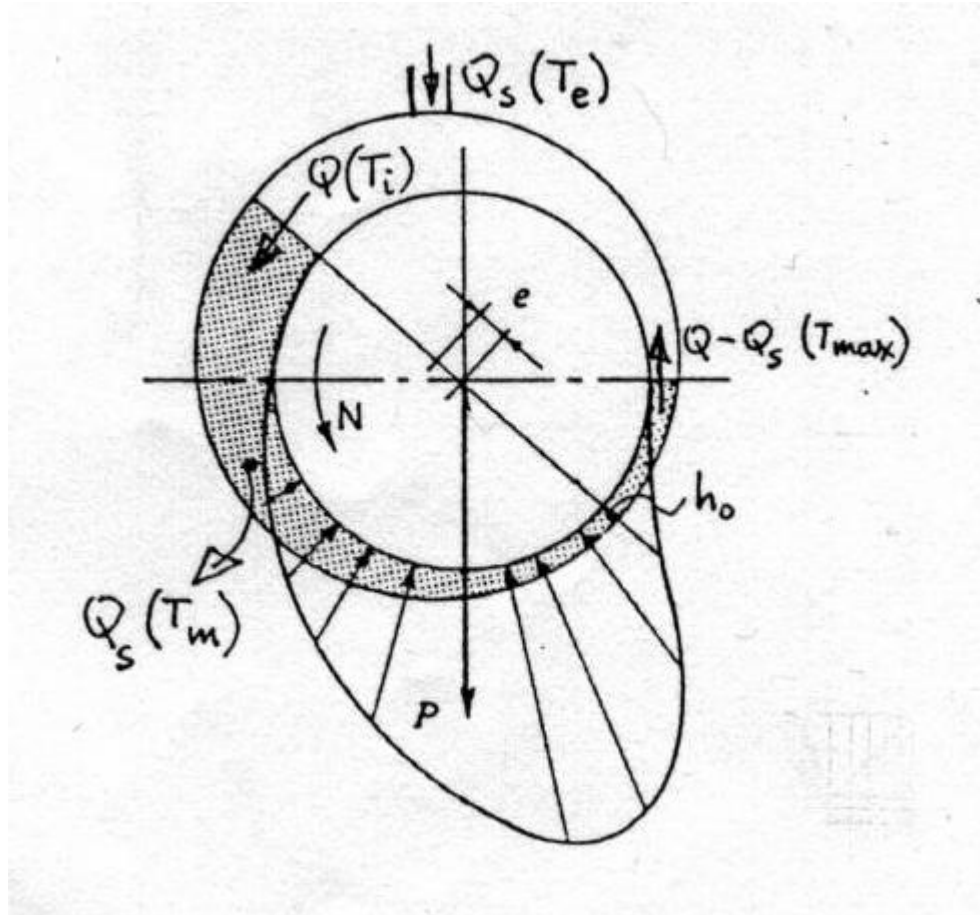
$R_a = 0.8 \mu\text{m}$

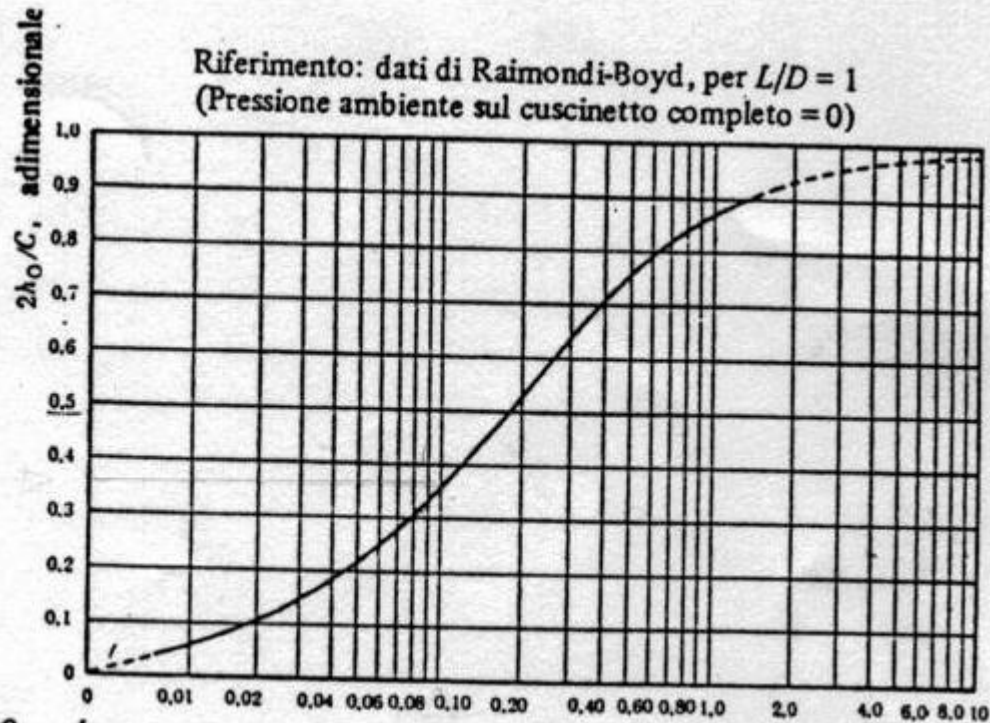
$\rho = 830 \text{ kg/m}^3$

$c = 1700 \text{ J/(kgK)}$

$L/D = 1$; $D/C = 1000$

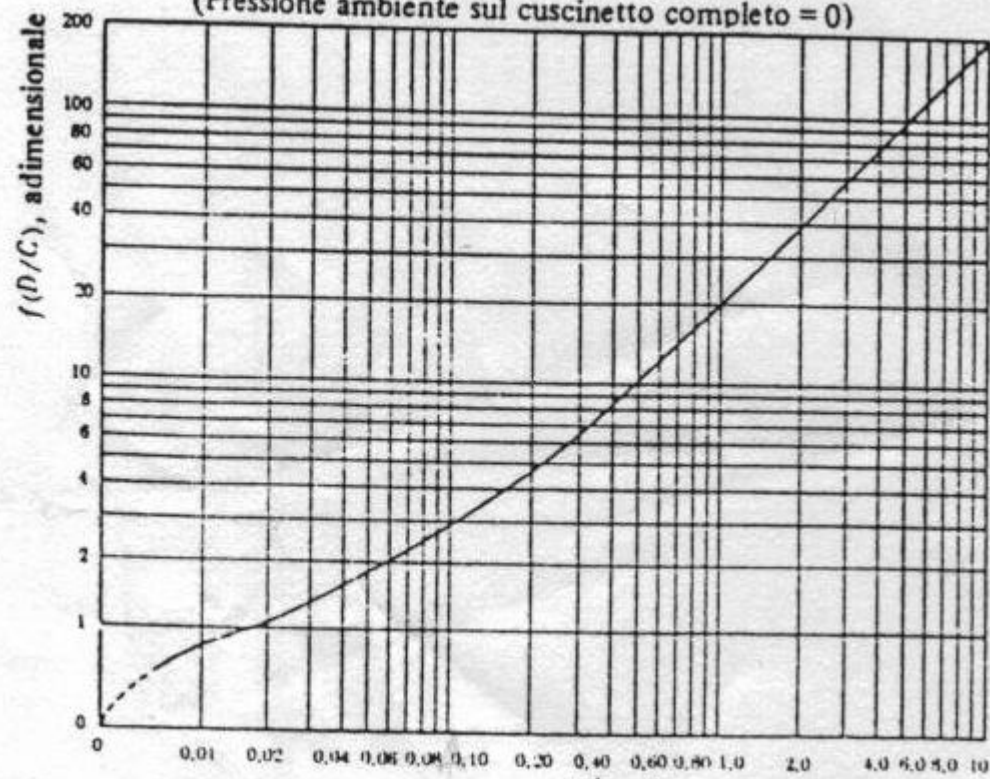
Somma ultime 2 cifre n.matricola	0-4	5-8	9-12	13-15	16-18
P [kN]	3.5	5.3	3	2.5	1.6
N [rpm]	400	1000	600	900	500
μ [mPa s]	15	12	10	18	20
p [MPa]	0.6	2	1.2	1.8	1
T_e [K]	330	320	340	335	325





DIAGR. 1 Numero di Sommerfeld $S = \frac{\mu N'}{P} \left(\frac{D}{C}\right)^2$ (adimensionale)

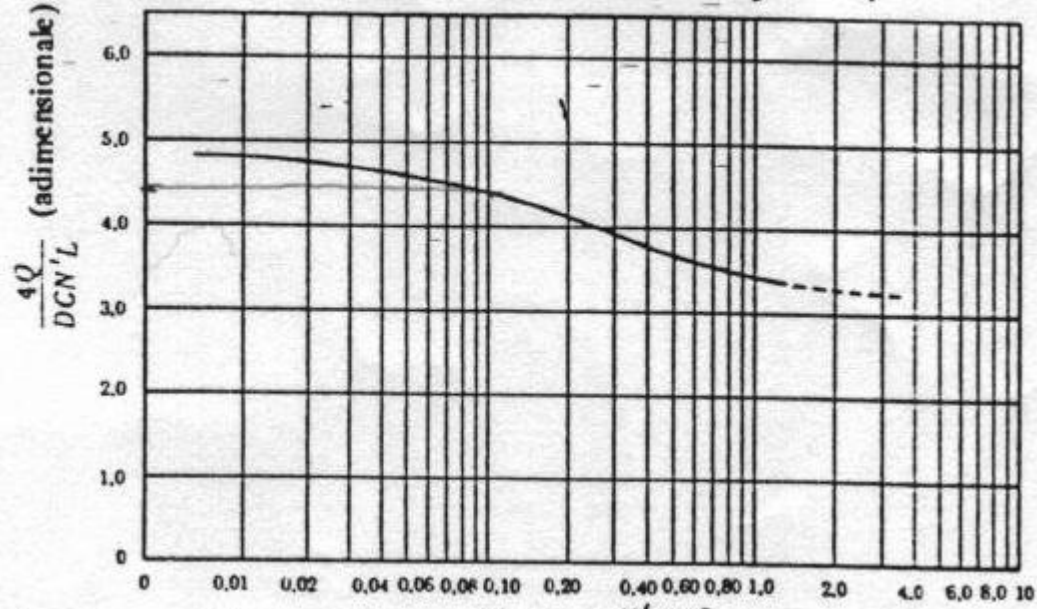
Riferimento: dati di Raimondi-Boyd, per $L/D = 1$
 (Pressione ambiente sul cuscinetto completo = 0)



DIAGR. 2

Numero di Sommerfeld $S = \frac{\mu N'}{P} \left(\frac{D}{C}\right)^2$ (adimensionale)

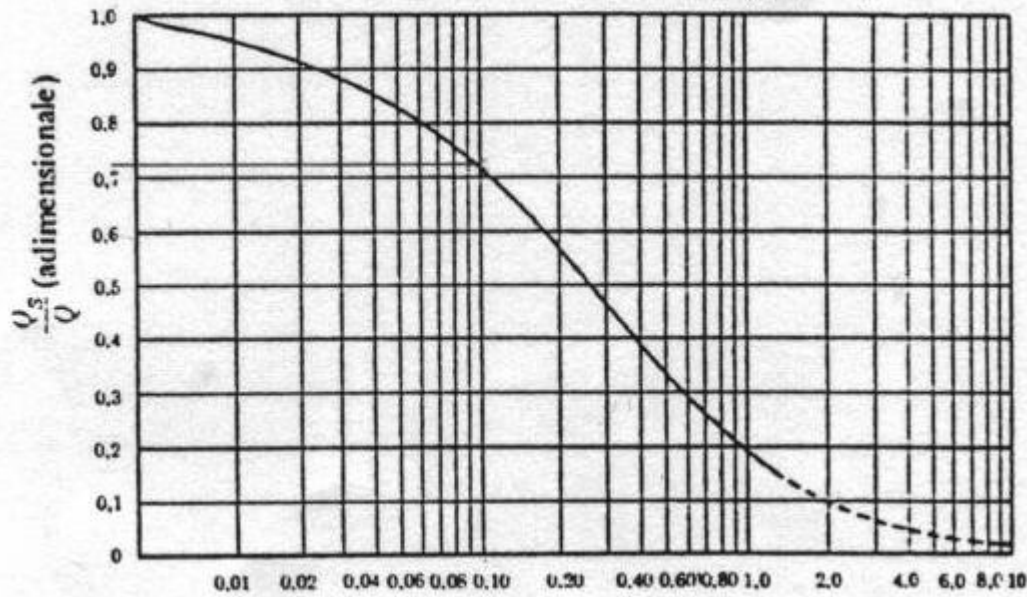
Riferimento: dati di Raimondi-Boyd, per $L/D = 1$
(Pressione ambiente sul cuscinetto completo = 0)



DIAGR. 3

Numero di Sommerfeld $S = \frac{\mu N' (D)^2}{P C}$ (adimensionale)

Riferimento: dati di Raimondi-Boyd, per $L/D = 1$
 (Pressione ambiente sul cuscinetto completo = 0)

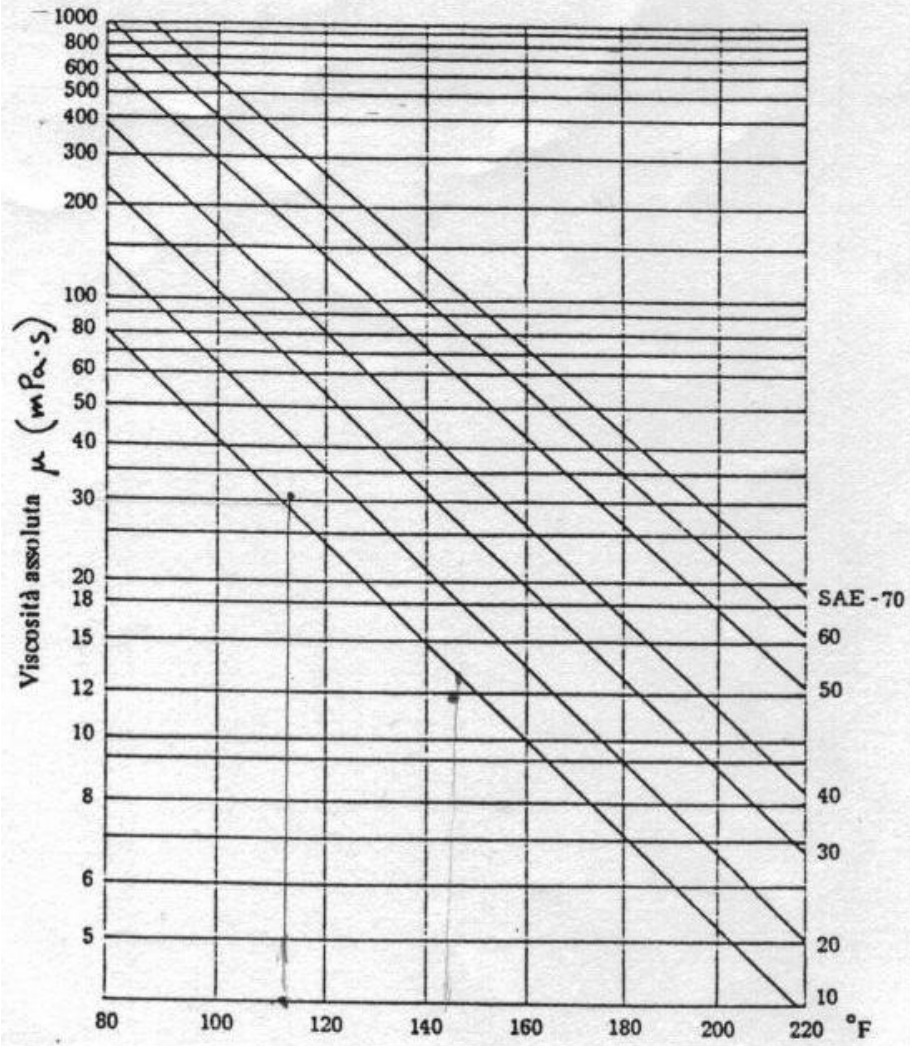


DIAGR. 4

Numero di Sommerfeld $S = \frac{\mu N'}{P} \left(\frac{D}{C}\right)^2$ (adimensionale)

Olii SAE caratteristici

Viscosità assolute standard in funzione della temperatura



DIAGR. 5

Temperatura