

VERIFICA DELLE PRESTAZIONI DEI MOTORI (BANCHI PROVA)

La verifica delle prestazioni di un motore a c.i. consiste nel rilievo sperimentale del valore dei principali parametri funzionali nelle varie possibili condizioni operative oppure nel corso di un definito transitorio.

I principali parametri che solitamente vengono rilevati sono:

- La coppia motrice;
- La velocità di rotazione;
- La potenza resa all'albero del motore;
- Il consumo specifico del combustibile;

Esistono poi altri parametri, secondari, che possono essere oggetto di misure, quali, ad esempio:

- La portata d'aria all'aspirazione;
- La pressione e la temperatura dell'aria aspirata;
- La portata di combustibile;
- La temperatura del fluido refrigerante;
- La temperatura dell'olio lubrificante;
- L'angolo di anticipo all'accensione;
- L'angolo di anticipo all'iniezione;
- La pressione e la temperatura dei gas di scarico in determinate sezioni del collettore di scarico;
- Il ciclo di pressione all'interno dei cilindri;
- Il ciclo di temperatura all'interno dei cilindri;

La determinazione della coppia motrice e della velocità di rotazione consente di determinare la potenza del motore, secondo l'espressione:

$$P = M \cdot \omega = M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (1)$$

essendo la potenza espressa in W, la coppia in N·m, la ω in rad/s e la velocità di rotazione n in giri/min.

Esprimendo la potenza in kW si ha:

$$P_{kW} = \frac{1}{1.000} M \cdot \omega = M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{1.000 \cdot 60} = \frac{2 \cdot \pi}{6 \cdot 10^4} \cdot M \cdot n \quad (2)$$

Se si indica con m_c il consumo di combustibile, espresso in kg/s, (da cui si deduce che $3,6 \cdot m_c$ è il consumo espresso in g/h) si può esprimere il consumo specifico di combustibile con la relazione:

$$c_s = \frac{3,6 \cdot m_c}{P_{kW}} \quad (3)$$

Le espressioni (2) e (3) sono direttamente utilizzabili in sede sperimentale se con idonei strumenti si perviene alla determinazione della coppia M erogata dal motore, della velocità di rotazione n e della portata di combustibile m_c consumata in un determinato intervallo di tempo, durante il quale la coppia M e la velocità n si mantengono costanti.

Nel caso pratico è allora indispensabile rendersi conto degli inevitabili errori di misura che possono essere commessi. La velocità di rotazione n , misurata oggi con grande precisione, è praticamente esente da errori, mentre la coppia M , tenuto conto dei sistemi di misura oggi utilizzabili, può essere affetta da un errore fino al 2%, che perciò è quello che può riguardare la misura della potenza, come si evince dalla (2).

Per il consumo specifico c_s differenziando il logaritmo della (3) e conferendo eguale segno ai vari termini, che hanno quindi il significato di errori relativi, si ha:

$$\frac{dc_s}{c_s} = \frac{dm_c}{m_c} + \frac{dP_{kW}}{P_{kW}} \quad (4)$$

Se al consumo di combustibile m_c si assegna, come è lecito, (tenuto conto della evoluzione dei sistemi di misura impiegati per la sua determinazione), un errore massimo dell'1%, si può assegnare per la (4) alla misura della consumo specifico c_s un errore massimo del 3%. Si ricordi poi che il consumo specifico c_s è inversamente proporzionale al rendimento globale di un motore termico, secondo l'espressione:

$$\eta_g = \frac{3.600}{H_i \cdot c_s} \quad (5)$$

per cui si può affermare che lo stesso errore massimo del 3% può essere compiuto nella determinazione del rendimento globale della macchina.

Per quanto precede è allora giustificato il motivo per cui vengono considerati poco credibili miglioramenti dei motori che comportino una riduzione del consumo specifico di combustibile inferiori al 2÷3%.

La verifica delle prestazioni di un motore può essere effettuata al banco prova utilizzando i cosiddetti freni dinamometrici.

Essi sono costituiti da una parte statorica ed una rotorica. Alla parte rotorica viene collegato l'albero del motore del quale si vogliono determinare le prestazioni, mentre la parte statorica è collegata al sistema di misura della coppia motrice.

La velocità di rotazione viene determinata applicando sull'albero (in genere si utilizza direttamente l'albero di rotazione del freno) una ruota fonica (una ruota costituita da 60 denti o da un numero di denti diverso – in genere multiplo di 60). Affacciato alla ruota fonica si dispone di un sensore ottico o magnetico che invia il segnale del passaggio di ciascun dente ad un contatore elettronico, che opportunamente tarato permette di leggere su uno strumento visualizzatore direttamente la velocità di rotazione in giri/min.

La **coppia motrice** M del motore viene determinata mediante l'inserimento di un torsionometro opportunamente sistemato nella trasmissione che collega il motore in prova al freno dinamometrico. Il torsionometro si basa sul principio che l'angolo di torsione di un albero compreso tra due flangie è proporzionale al momento torcente ad esso applicato e tale angolo viene misurato in continuo, o per via meccanica (mediante opportuni leveraggi), o per via ottica (mediante fotocellule), o per via elettrica (mediante estensimetri o condensatori a capacità variabile), o per via magnetica (per variazione di induttanza). La coppia motrice può essere anche misurata mediante l'utilizzo di una cella di carico, solitamente applicata allo statore. In questo caso lo statore è costruito in maniera che esso possa ruotare nella direzione del moto del motore in prova ma ne è impedito proprio dalla cella di carico, che così misura la forza capace di tenere fermo lo statore. In questo ultimo caso, cioè nel caso di utilizzo di una cella di carico, la espressione (2) può essere scritta come segue:

$$P_{kW} = \frac{2 \cdot \pi}{6 \cdot 10^4} \cdot M \cdot n = \frac{2 \cdot \pi}{6 \cdot 10^4} \cdot F \cdot b \cdot n \quad (6)$$

essendo:

F la forza in [N] misurata per tenere fermo lo statore, misurata alla distanza b , espressa in [m], dall'asse di rotazione del freno.

Dalla espressione (6) discende la relazione:

$$P_{kW} = \frac{F \cdot n}{10.000} \quad (7)$$

che permette di ottenere dalla lettura della forza F in N e dal rilievo della velocità di rotazione del freno n in giri/min direttamente la potenza erogata dal motore in prova in kW.

Naturalmente la (7) è ottenibile se il braccio b della forza F vale 0,955 m. In molti freni moderni viene utilizzata questa soluzione, per cui la (7) è ampiamente diffusa e spesso è riportata direttamente stampigliata sui pannelli di lettura degli strumenti che corredano il freno dinamometrico.

Si osservi che nei freni dinamometrici prodotti alcuni decenni or sono si perveniva ad una espressione diversa dalla (7), poiché si utilizzavano unità di misura del sistema tecnico.

La espressione (1) era in realtà quella che segue:

$$P = M \cdot \omega = M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (1')$$

in cui la M era misurata in $\text{kp} \cdot \text{m}$, per cui la potenza era misurata in $\text{kp} \cdot \text{m/s}$.

In tal caso si perveniva alla potenza espressa in CV con la espressione:

$$P_{CV} = \frac{M \cdot \omega}{75} = M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60} \quad (1'')$$

da cui era deducibile la espressione, corrispondente alla (6), che segue:

$$P_{CV} = \frac{M \cdot \omega}{75} = M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60} = F \cdot b \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60} \quad (6')$$

essendo la F espressa in kp.

Anche in tal caso era possibile ottenere la semplice espressione:

$$P_{CV} = \frac{F \cdot n}{1.000} \quad (7')$$

sempre che il braccio b della forza F veniva assunto pari a 0,716 m.

Il **consumo di combustibile** nell'unità di tempo, ovvero la quantità m_c , viene determinato con vari tipi di strumenti che possono essere del tipo volumetrico o gravimetrico.

Appartengono al primo tipo:

- I flussimetri, costituiti da tubi verticali attraversati dal combustibile, nei quali un galleggiante di opportuna forma si dispone ad altezza diversa in funzione della portata liquida che transita. In genere sulla parete verticale del tubo è riportata una scala graduata che permette di conoscere la portata massica transitante;
- Le burette tarate, costituite da ampole di volume noto, per le quali si determina il tempo di svuotamento. La portata massica si ricava conoscendo la densità del combustibile adoperato;
- I misuratori a ventolina, costituiti da una tubazione all'interno della quale è sistemata una girante assiale che viene messa in moto dal combustibile in transito. Viene resa la portata volumetrica transitante, per cui occorre conoscere la densità del combustibile per determinare la portata massica m_c .

Al secondo tipo di strumenti appartengono:

- I misuratori a bilancia, di tipo gravimetrico, che consentono di inviare al motore in un determinato tempo una quantità in massa nota di combustibile;
- I misuratori a bandiera, sempre di tipo gravimetrico, costituiti da una parete, contrastata da una molla, che viene deviata più o meno in dipendenza della spinta esercitata dalla massa di combustibile in transito.

La misura della **portata d'aria** aspirata dal motore in prova è particolarmente delicata in relazione al grado di precisione richiesto. Una possibilità è quella offerta dall'inserimento nella tubazione di aspirazione del motore di flangie tarate, di un boccaglio o di un venturimetro. Ma in tal caso la perdita di carico introdotta all'aspirazione del motore può essere tanto elevata da falsare le condizioni operative del motore. Occorre poi inserire tra il dispositivo di misura e l'effettivo condotto di aspirazione del motore una opportuna capacità di calma, per poter smorzare le irregolarità del flusso in aspirazione indotte dallo stesso motore. In genere è necessaria una capacità di almeno due ordini di grandezza superiore alla cilindrata totale del motore termico in prova. La precisione di misura con l'impiego di flangie

tarate, boccagli o venturimetri è in genere non inferiore al 2% e diventa inaccettabile per motori di piccola potenza e con un basso numero di cilindri.

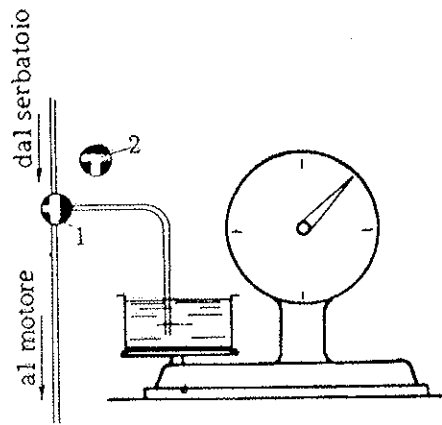
Altri dispositivi di misura della portata d'aria aspirata dai motori possono essere quelli che utilizzano sonde con termoresistenze che vengono introdotte nel collettore di aspirazione del motore in guisa da essere raffreddate dalla corrente dell'aria aspirata. In relazione al raffreddamento ottenuto, ovvero in relazione alla potenza necessaria da comunicare alla termoresistenza per ottenerne la costanza della temperatura di funzionamento si ottengono le curve di taratura dello strumento che permettono di risalire al flusso medio entrante d'aria. Tali sonde a termoresistenza hanno buone capacità di misura anche in transitorio, anche se sono affette normalmente da errori che possono raggiungere ugualmente il 2%.

Un sistema alternativo all'impiego dei dispositivi precedenti è costituito dal misuratore di portata d'aria messo a punto a suo tempo dalla Ricardo e tuttora ampiamente utilizzato che sfrutta uno speciale elemento filtrante, posto a monte del condotto di aspirazione, costituito da un nido d'ape, capace di rendere il flusso d'aria all'ingresso del motore di tipo laminare. In tali condizioni è lineare il rapporto tra la portata d'aria aspirata ed il salto di pressione nel suddetto elemento filtrante. Si aggiunga poi che l'elemento filtrante ha dimensioni tali da fornire salti di pressione (pochi centimetri d'acqua) paragonabili a quelli indotti sui moderni motori a c.i. dal loro filtro d'aria di serie, per cui lo strumento di misura viene a sostituirsi in pratica al filtro d'aria di serie del motore. La precisione del misuratore d'aria Ricardo è ancora dell'ordine del 2%.

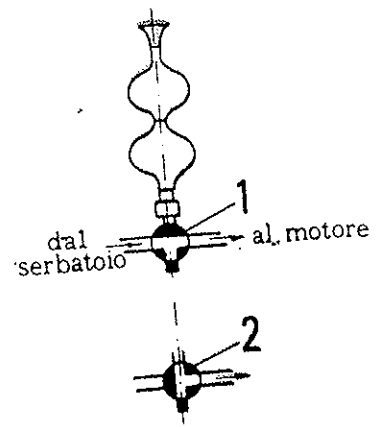
Una misura certamente più precisa della portata d'aria aspirata da un motore a c.i. si ottiene utilizzando idonei contatori volumetrici che hanno rotori a lobi (il cui disegno è del tutto simile ai compressori Roots) il cui albero di rotazione compie un giro completo al passaggio di un determinato volume di aria. La precisione in tal caso può essere elevata, poco influenzando la misura le irregolarità del flusso in aspirazione. Anche la perdita di carico è di solito limitata a pochi centimetri d'acqua. Di contro questi contatori si presentano piuttosto ingombranti e non sono adatti per misure in transitorio.

Un ulteriore strumento di misura della portata d'aria, valido anche in regime transitorio, è quello basato sulla deviazione della direzione di un fascio di ultrasuoni emesso ortogonalmente alla corrente fluida. Tale deviazione, tanto maggiore quanto maggiore è la velocità del fluido e quindi la portata, viene misurata in base al tempo che gli ultrasuoni impiegano per attraversare la corrente. Per il perfetto funzionamento dello strumento di misura è però necessario che il flusso nel campo di misura sia laminare e per questo motivo si impiegano laminarizzatori costituiti da nidi d'ape posti immediatamente a monte della corrente da misurare.

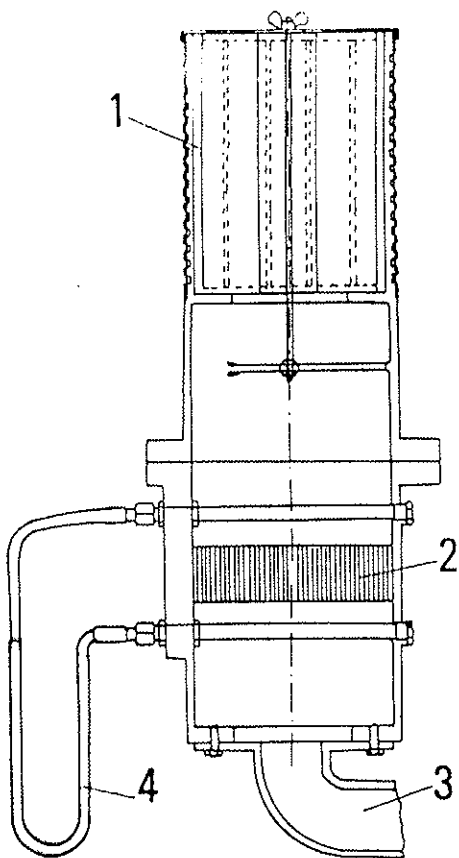
Il banco prova motore è costituito in genere da una piattaforma, provvista di opportuni ancoraggi, sulla quale il motore da provare viene installato, collegando il suo albero di uscita all'albero di un freno dinamometrico, destinato ad assorbirne la potenza.



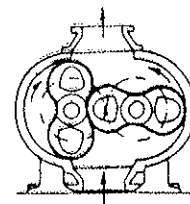
a) MISURA GRAVIMETRICA DELLA PORTATA DI COMBUSTIBILE (BILANCIA)



b) MISURA VOLUMETRICA DELLA PORTATA DI COMBUSTIBILE (BURETTE TARATE)



d) MISURATORE DI PORTATA D'ARIA A LOBI



c) MISURA DELLA PORTATA D'ARIA
MISURATORE "RICARDO"

1. FILTRO 2. NIDO D'ARE

3. CONDOTTO ASPIRAZIONE 4. MANOMETRO DIFFERENZIALE

Mentre gli ancoraggi del motore sono normalmente rigidi, la piattaforma, sulla quale sono sistemati il motore in prova ed il freno dinamometrico, generalmente realizzata con una struttura metallica, è normalmente solidale ad un blocco di calcestruzzo che poggia sulle sue strutture portanti in uno dei seguenti modi:

- Su un basamento costituito da un letto di sabbia, o altro materiale isolante (ad. es. sughero, pannelli isolanti, gomma, etc.);
- Su un basamento costituito da una serie di pacchi di molle metalliche, tutte disposte in parallelo.

In tal modo risultano molto modeste le vibrazioni trasmesse dal banco prova alle strutture civili del fabbricato che lo ospita. Per lo stesso motivo in genere la piattaforma su cui è installato il banco prova è anche separata lateralmente dal pavimento del locale ospitante e spesso si coglie l'occasione offerta dalla intercapedine che ne risulta per ospitare in essa le tubazioni di servizio del banco (tubazioni di adduzione e scarico dell'acqua, condotti dei gas di scarico del motore, valvole, cavi elettrici, condotte di aria compressa, ecc.).

Il freno dinamometrico è il dissipatore della potenza fornita dal motore. Infatti a regime risulterà:

$$M_m = M_f$$

essendo M_m la coppia motrice erogata dal motore ed M_f la coppia frenante sviluppata dal freno. Essendo l'albero di uscita del motore a c.i. collegato direttamente all'albero del freno, quindi collegati in maniera tale che:

$$\omega_m = \omega_f$$

risulterà pure:

$$P_m = P_f$$

ovvero la potenza motrice è uguale alla potenza frenante.

1. FRENI DINAMOMETRICI MECCANICI

Il freno dinamometrico più antico è quello meccanico di Prony, costituito in pratica da un freno a ceppi accoppiato direttamente ad un rotore collegato all'albero del motore in prova. In realtà oggi tale freno non è più utilizzato se non in combinazione con i più moderni freni idraulici in base alla sua capacità di frenare forti coppie a bassa velocità di rotazione (figura 1).

Un altro freno di tipo meccanico è quello aerodinamico di Renard (figura 2) nel quale gli elementi dissipatori sono costituiti da idonee pale piane che possono essere disposte a diversa distanza dall'albero di rotazione e che per effetto aerodinamico esercitano l'azione frenante. Per la misura della coppia frenante è necessario montare il motore termico in prova insieme al freno su un idoneo banco oscillante, in quanto tutto il complesso tende a ruotare in senso opposto a quello della ventola costituita dalle due pale.

2. FRENI DINAMOMETRICI IDRAULICI

Il freno idraulico più antico è quello a laminazione (freno Ranzi, figura 3) che permette la dissipazione della potenza per attrito viscoso di uno o più dischi rotorici costretti a ruotare in intercapedini contenenti acqua. In questo caso il momento di inerzia risultante è però alquanto elevato, ragion per cui questo freno è oggi non più usato.

Un freno idraulico più recente è quello cosiddetto a vortici, messo a punto per la prima volta dalla società Froude, e che oggi ha raggiunto l'evoluzione di cui si accenna nel seguito, descrivendo le principali caratteristiche dei freni idraulici (Fig. 3 bis). Nella figura 4 si riportano i tipici diagrammi di utilizzazione di un freno dinamometrico idraulico.

Si osservi che in un freno dinamometrico idraulico, per ogni condizione di regolazione, il diagramma della coppia frenata in funzione della velocità di rotazione ha un andamento pressoché parabolico. Il campo di utilizzazione del freno è quindi delimitato dalle parabole 1 e 2, corrispondenti alle condizioni estreme di regolazione, dalla retta 3, che limita il momento al valore massimo sostenibile dall'equipaggio rotante del freno e dalla retta 4, che limita la velocità di rotazione massima ammissibile. Il piano di prestazione di un freno dinamometrico si usa anche riportarlo in coordinate logaritmiche, poiché gli andamenti indicati vengono tutti linearizzati, come si evince dalla figura 5.

Nelle figure 6 e 7 si riportano lo schema costruttivo di un freno idraulico Schenck e le prestazioni della serie di freni dinamometrici denominata Dynabar della stessa Schenck.

Vantaggi della soluzione Dynabar della Schenck

1. guarnizioni speciali senza contatto tra albero del freno e la cassa del freno (durata nel tempo);
2. la cassa dello statore contiene al suo interno un piccolo doppio rotore (di bassa inerzia);
3. elevata compattezza del freno;
4. costituzione meccanica semplice;
5. facile manutenzione;
6. controllo mediante valvole comandata elettricamente;
7. supporti speciali di ancoraggio al basamento.
8. nei piccoli freni la velocità massima raggiunge i 10.000 giri/min

Il freno idraulico Dynabar basa la sua capacità frenante sul flusso d'acqua che lo attraversa, che ne permette il funzionamento. L'acqua costituisce il mezzo attraverso cui si effettua la frenatura e permette lo smaltimento del calore prodotto dalla frenatura. Vi è la necessità di avere un controllo della pressione dell'acqua disponibile all'ingresso del freno (solitamente si richiede la pressione di 0,4 bar).

L'acqua entra dalla carcassa fissa che è costituita da particolari camere anulari dalle quali essa perviene all'interno delle due parti in cui è suddiviso lo statore, realizzato a sua volta con vani di forma circolare. L'acqua viene a trovarsi così racchiusa dai vani praticati sui due semistatori e dai corrispondenti vani praticati sul rotore centrale, che

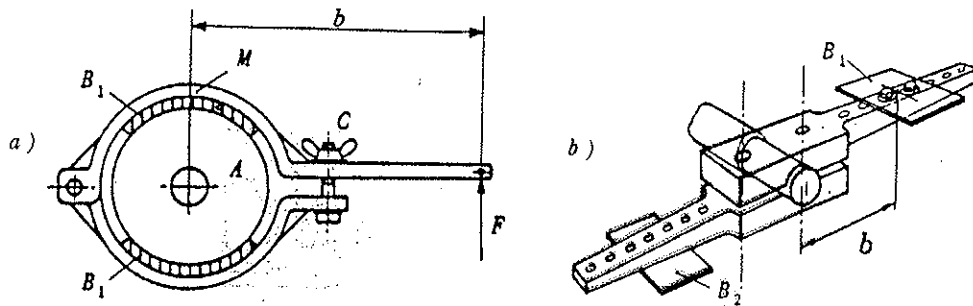


Fig. 1 e 2

- Freni dinamometrici: meccanico di Prony a)
e aerodinamico di Renard b)

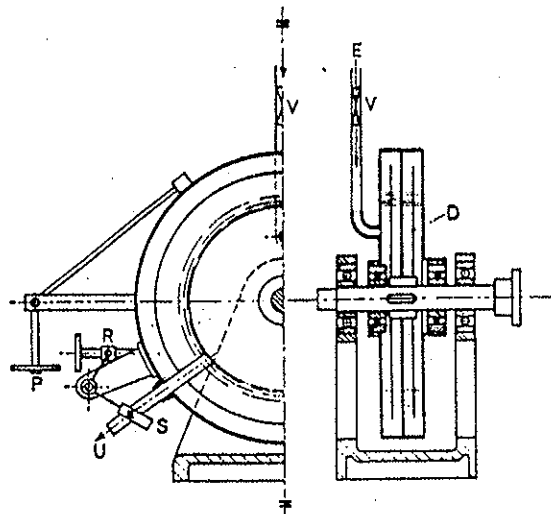


FIG. 3 - Freno idraulico Ranzi a laminazione
d, disco; e, entrata acqua; p, peso; r, regolazione; s,
sfioratore; v₁, uscita acqua; v, valvola.

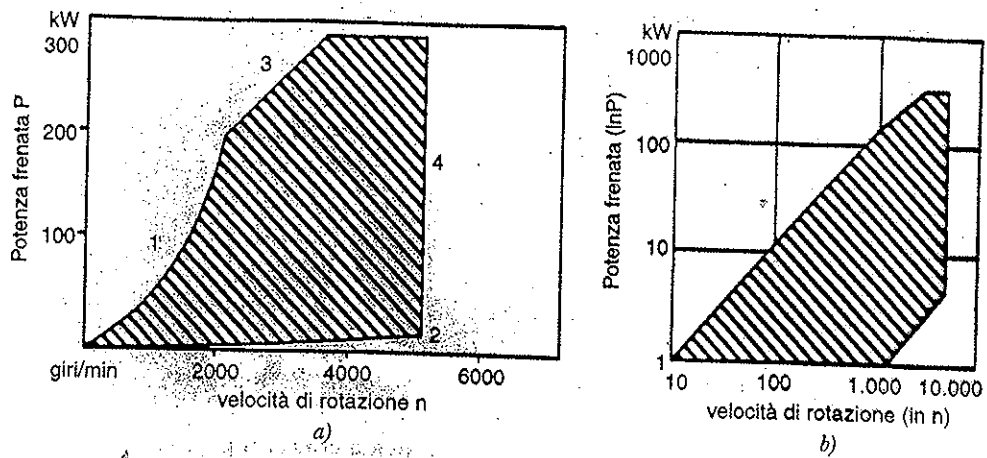
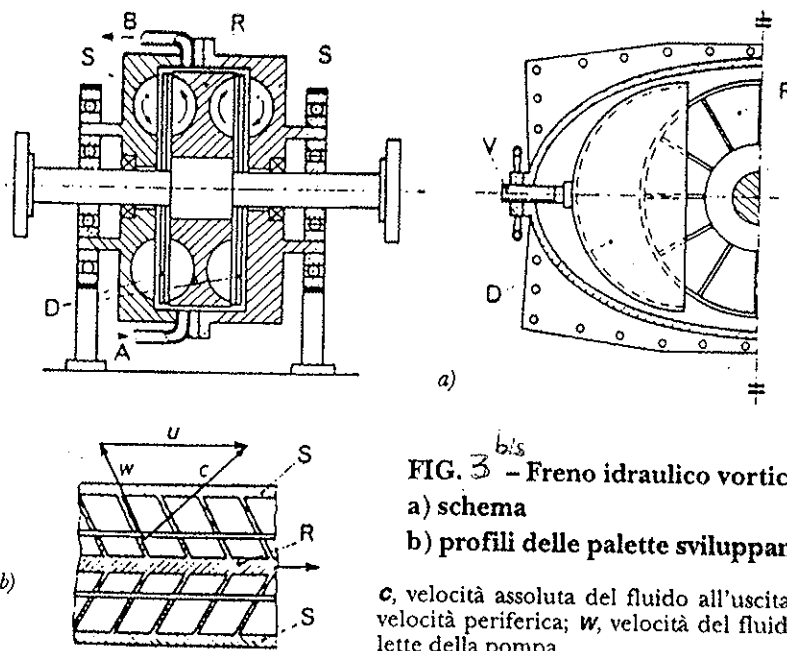
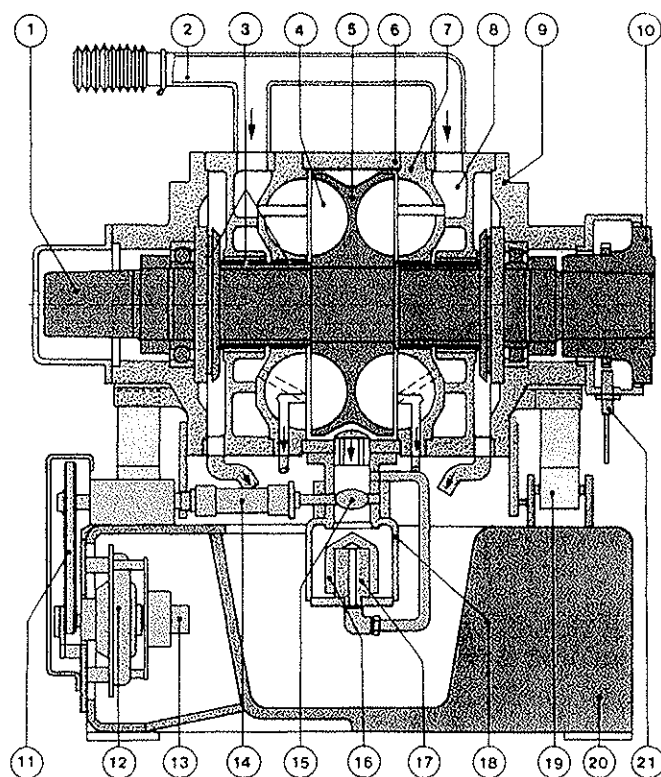


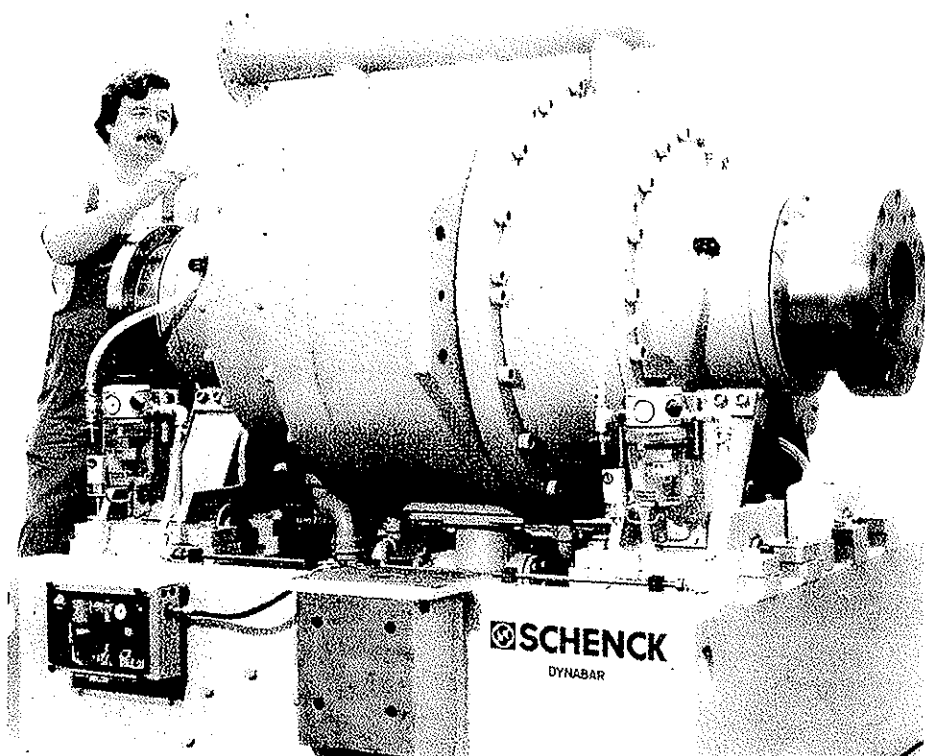
FIG. 5



Cross section of Series "e"

- ① Shaft end for alternate flange mounting
- ② Water inlet
- ③ Labyrinth seals
- ④ Whirl chamber
- ⑤ Double rotor
- ⑥ Housing
- ⑦ Stator
- ⑧ Ring chamber
- ⑨ Journal bearing flange
- ⑩ Coupling flange
- ⑪ Toothed belt drive
- ⑫ Control valve drive motor
- ⑬ Actual value potentiometer
- ⑭ Universal joint shaft
- ⑮ Throttle valve
- ⑯ Sliding piece
- ⑰ Guide piece
- ⑱ Control valve
- ⑲ Flexure support
- ⑳ Machine base
- ㉑ Tachometer

FIG. 6



③ Hydraulic Dynamometer Size D5700-2e (max. power 5700 kW) with coupling flange at both ends and oil

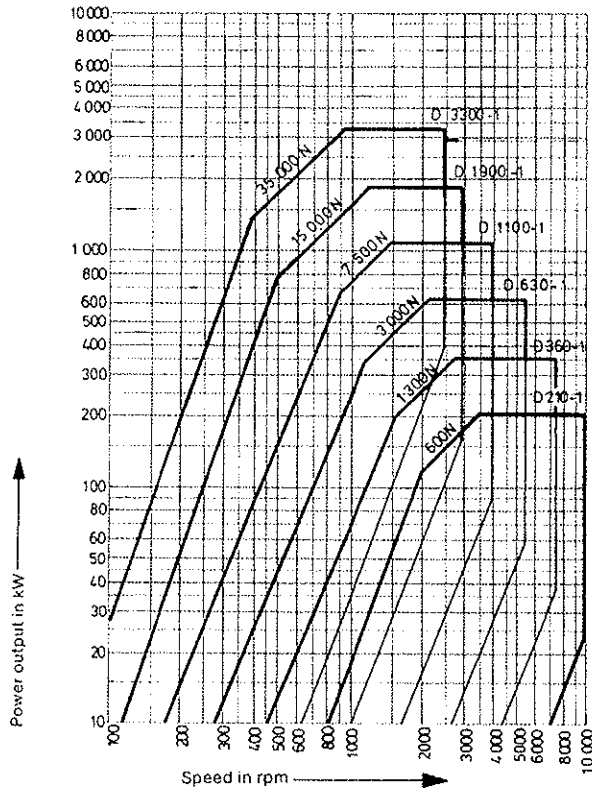
The Performance Ranges

Hydraulic Dynamometers DYNABAR are available for power requirements up to 75,000 kW and more.

The dynamometers D-1 and D-2 are suitable for testing all conventional motors and engines.

Larger dynamometer than those listed here can be made in special sizes according to customers' requirements.

Speed/Power curves of type D-1 dynamometers (for one direction of rotation).



Speed/power curves of type D-2 (for either direction of rotation).

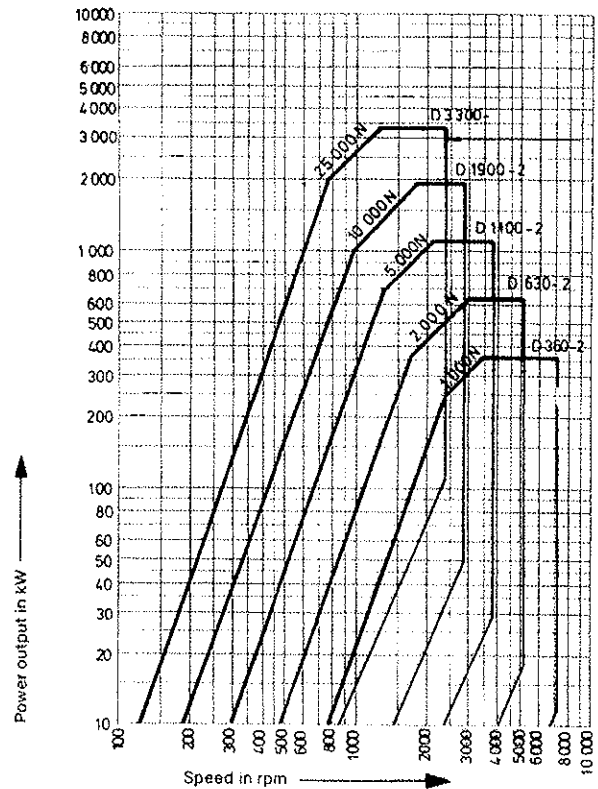


FIG. 7

presenta appunto vani di forma circolare che si affacciano a quelli dei due semistatori. La rotazione del rotore costringe l'acqua ad essere movimentata all'interno dei vani che ciclicamente vengono generati durante la rotazione ed il moto relativo dell'acqua con le pareti permette di dissipare calore e nel contempo di esercitare una spinta sulle parti statoriche, che sono impediti a ruotare per il tramite di un vincolo costituito da un cella di carico. Il valore della forza che si scarica sulla cella di carico, tenuto conto della distanza di montaggio della cella dall'albero di rotazione, corrisponde alla coppia frenante che il freno esercita durante il funzionamento a regime con il motore in moto. Evidentemente a regime la coppia frenante del freno è uguale alla coppia motrice che il motore sta esercitando in quel momento.

3. FRENI DINAMOMETRICI A CORRENTI PARASSITE

A titolo di esempio si riporta lo schema costruttivo del freno elettrico a correnti parassite della Schenck (figura 8).

Vantaggi dei freni a correnti parassite

1. specialmente adatti per le prove di motori a c.i. alternativi e per le turbine a gas industriali;
2. elevate velocità di rotazione (ad esempio velocità massime di 20.000 giri/min);
3. rotori caratterizzati da bassa inerzia;
4. possibilità di frenare elevate coppie a basse velocità e basse coppie a minimo carico;
5. funzionamento per la rotazione in entrambe le direzioni senza riduzione delle prestazioni;
6. buon controllo delle coppie frenanti ai bassi carichi;
7. elevata velocità di risposta nei transitori;
8. esente da vibrazioni;
9. raffreddamento ad acqua con circuito indipendente da quello frenante e quindi indipendenza dalla pressione dell'acqua disponibile;
10. facilità di controllo attraverso collegamento a computer
11. elevata compattezza del freno;
12. costituzione meccanica semplice;
13. facile manutenzione;
14. controllo elettrico;
15. supporti speciali di ancoraggio al basamento.

Nella figura 9 si riportano i diagrammi di utilizzazione dei freni elettrici a correnti parassite della Schenck. Come si può notare le prestazioni sono simili a quelle dei freni idraulici, salvo che per i freni a correnti parassite è più facile raggiungere velocità di rotazione più elevate e frenare piccole coppie ad elevata velocità.

2 Cross Section of Eddy Current Dynamometer with Flexure Supports

- 1 Rotor
- 2 Rotor Shaft
- 3 Coupling Flange
- 4 Water Outlet with Thermostat
- 5 Excitation Coil
- 6 Dynamometer Housing
- 7 Cooling Chamber
- 8 Air Gap
- 9 Speed Pick-up
- 10 Flexure Support
- 11 Base
- 12 Water Inlet
- 13 Joint
- 14 Water Outlet Pipe

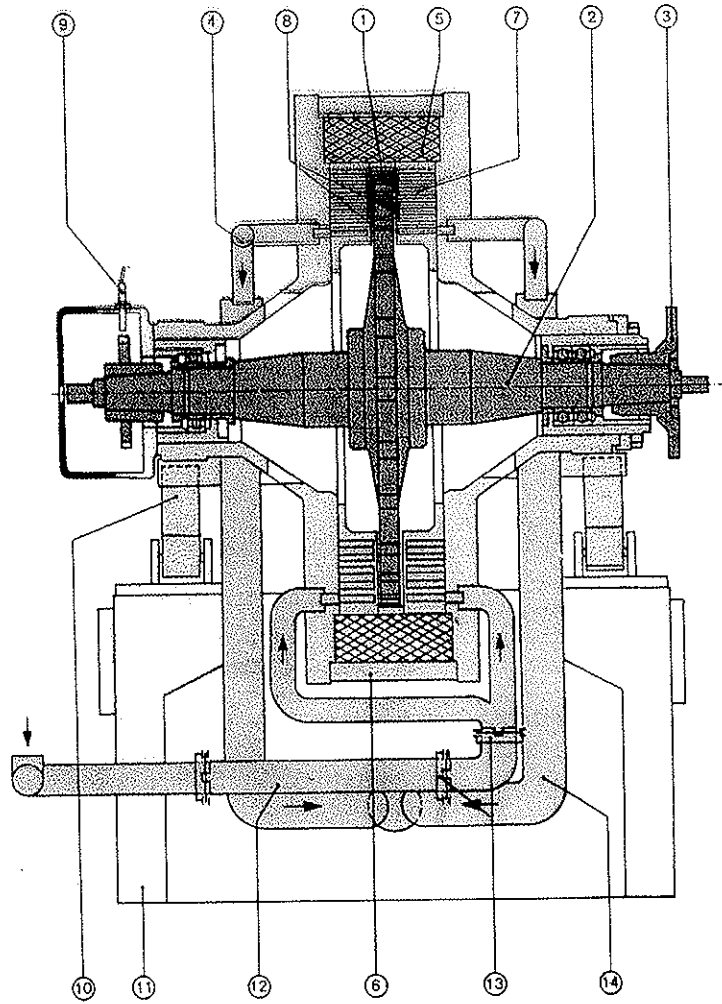


FIG. 8

Performance Ranges

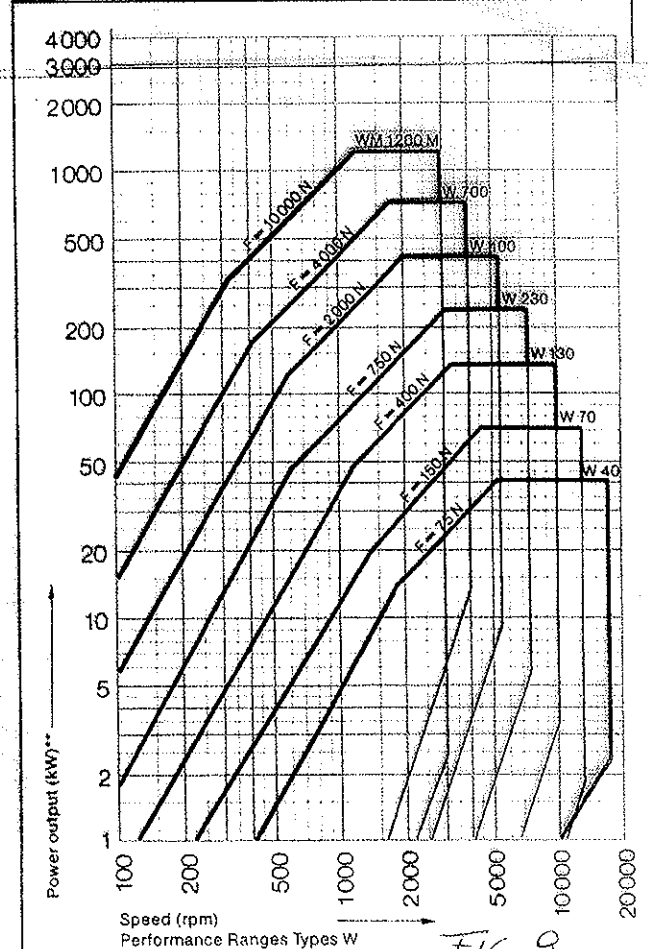
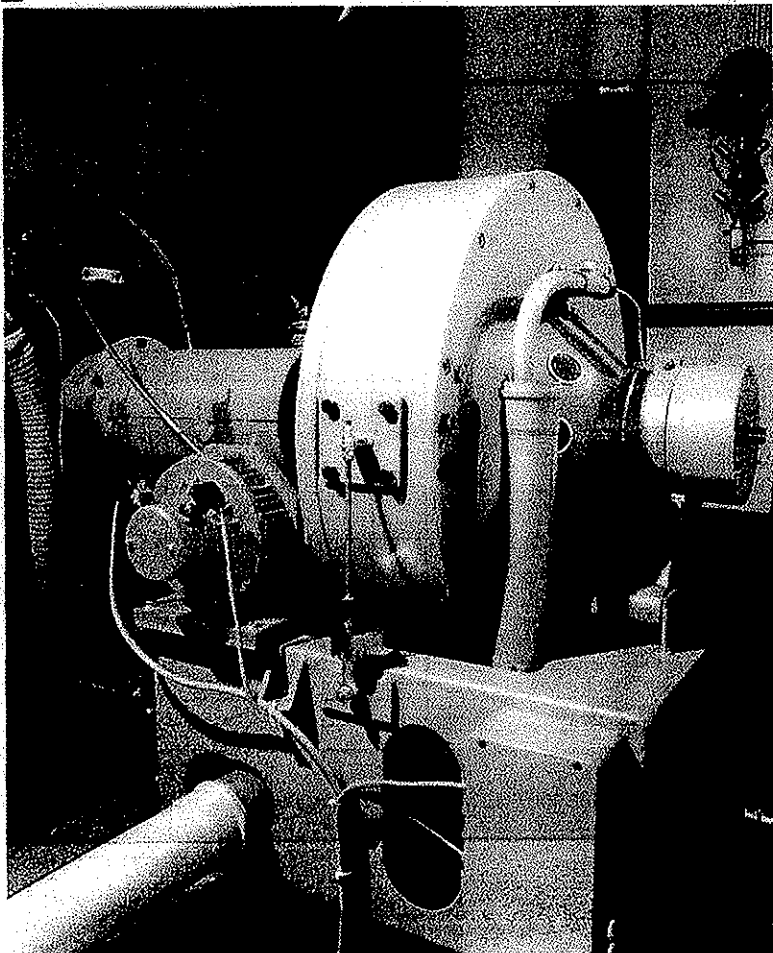


FIG. 9

4. FRENI DINAMOMETRICI A CORRENTE CONTINUA O A CORRENTE ALTERNATA

Il freno dinamometrico può essere costituito da una dinamo, cioè da una macchina a corrente continua, a carcassa oscillante, che operando la frenatura del motore termico in prova genera appunto corrente continua, che a sua volta può essere dissipata su idonee resistenze elettriche oppure convertita, tramite idonei inverter, in corrente alternata e introdotta in rete. La regolazione della macchina a corrente continua può essere eseguita sia agendo sulla corrente di armatura della macchina che agendo sulla corrente di eccitazione. In genere tale tipo di freno dinamometrico è preferito ogni qual volta sia necessario anche trascinare il motore termico, ad esempio per riprodurre l'effettivo funzionamento su strada. Infatti la macchina a corrente continua ha la particolarità che può passare da generatore elettrico a motore senza soluzione di continuità.

Una moderna categoria di macchine elettriche adoperate come freni dinamometrici, capaci anche di fungere da motori elettrici, è costituita dalle macchine elettriche asincrone, che possono essere alimentate con correnti a frequenza variabile o generare correnti a frequenza variabile, svolgendo la stessa funzione delle macchine elettriche a corrente continua.

Sia le macchine elettriche a corrente continua che quelle a corrente alternata possono essere realizzate con la carcassa statica oscillante, ed in tal caso la misura di coppia viene realizzata mediante l'uso di una cella di carico, o con la carcassa statica fissa, ed in tal caso è d'obbligo l'impiego di un torsionmetro nel collegamento tra l'albero del motore termico e l'albero del freno.

5. FRENI DINAMOMETRICI OLEOSTATICI

I freni oleostatici sono costituiti da una pompa rotativa oleostatica (ad ingranaggi per potenze fino a circa 100 kW e a pistoni assiali per potenze maggiori) inserita in un circuito idraulico nel quale una valvola di laminazione dissipa la potenza idraulica ceduta dalla pompa al flusso d'olio ed un refrigerante estrae la potenza termica prodotta. La regolazione si effettua agendo sulla valvola di laminazione, la quale può essere comandata anche in maniera automatica, oltre che agendo sulla portata d'olio, se la pompa è a pistoni assiali con disco o corpo oscillante. I freni oleostatici sono in genere caratterizzati da una grande prontezza di regolazione, un basso momento di inerzia e la possibilità di valutare, quando la pompa è a portata fissa, il valore del momento frenante in base al valore della pressione di mandata. Il diagramma di utilizzazione dei freni oleostatici si presenta pressoché rettangolare e rende possibile frenare forti coppie a basse velocità; le curve di coppia, a parità di posizione dell'organo di regolazione, sono ripide e ciò è in sintonia con quanto conveniente per la frenatura dei motori a c.i. Per contro le velocità massime di rotazione sono alquanto limitate.