

Antonio PACIOLLA e Franco QUARANTA

SUL PESO DEI MOTORI DIESEL VELOCI

PER LA PROPULSIONE DEL NAVIGLIO MINORE

Università degli Studi di Napoli

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA NAVALE

Napoli, Gennaio 1989

Antonio FACIOLLA

Professore associato di Impianti di Propulsione Navale  
nell'Università degli Studi di Napoli

Franco QUARANTA

Ingegnere navale

SUL PESO DEI MOTORI DIESEL VELOCI  
PER LA PROPULSIONE DEL NAVIGLIO MINORE

Sommario

Nella prima fase di progetto di una nave è importante poter disporre di elementi che permettano di determinare con sufficiente approssimazione peso ed ingombro del motore primo di propulsione. Tale esigenza è tanto più pressante quanto minori sono le dimensioni della nave ed il suo dislocamento; per piccole imbarcazioni, infatti, l'ingombro ed il peso dell'apparato motore costituiscono una percentuale notevole rispettivamente dello spazio disponibile a bordo e del peso complessivo della nave. In questi casi, quindi, il progetto della carena risulta più influenzato dal maggior peso che queste due grandezze assumono, di quanto non avvenga per le navi di maggiori dimensioni.

E' per questo che si è pensato di prendere in esame proprio il peso dei diesel veloci, motori che nella quasi totalità dei casi costituiscono l'unità principale di propulsione per le imbarcazioni medio - piccole. Scopo dello scritto è quello di fornire al progettista di imbarcazioni del tipo menzionato una espressione che permetta di calcolare un valore di prima previsione del peso del motore da installare in funzione di alcuni suoi parametri caratteristici.

Il campione preso in esame è pertanto costituito da motori destinati prevalentemente a piccoli natanti da lavoro (pescherecci, rimorchiatori, etc.) o da diporto, di potenza non superiore a 320 HP, con disposizione in linea dei cilindri, di concezione non troppo datata.

Da notare che nel peso del motore si è inglobato il peso del riduttore (-invertitore) il quale è sempre presente quando la propulsione è realizzata con diesel veloci. Infatti questo tipo di motore lavora ad un numero di giri troppo alto per l'elica la quale deve girare (per ottimizzare il suo rendimento e per evitare problemi di cavitazione), a regimi di gran lunga inferiori.

#### Il rapporto peso motore - peso nave

Nella equazione del dislocamento di una nave, il peso del motore costituisce una voce apposita (nella quale viene considerato, come detto, anche il peso del riduttore, quando presente). Fin dal primo stadio di progetto l'Ingegnere navale deve poter stimare questa voce con approssimazione maggiore al crescere della percentuale del peso dell'apparato motore rispetto al peso complessivo della nave. Uguale criterio sarebbe bene seguire per la dislocazione degli spazi disponibili a bordo. Anche in quel caso, infatti, l'ingombro del locale apparato motore occupa percentuali sempre più alte della lunghezza della nave al diminuire della lunghezza stessa (e conseguentemente del dislocamento).

Se si prende in esame la percentuale del peso dell'apparato motore di una nave rispetto al suo dislocamento, si nota che questo valore, dipendente oltretutto dalla velocità di navigazione, decresce sensibilmente all'aumentare delle dimensioni del natante. In particolare per navi di grande dislocamento (più di 100000 t) non raggiunge l'1% ; per navi di dislocamento compreso tra 100000 e 10000 t oscilla tra l'1% ed il 6% ; per navi militari veloci, di dislocamento dell'ordine delle 500 t, si avvicina al 10% e per imbarcazioni di dislocamento dell'ordine delle 5 t, assume anche valori superiori al 25% .

Per navi di piccolo tonnellaggio ed ancora di più per il naviglio minore, il peso del gruppo motoriduttore copre dunque una percentuale tale del peso complessivo del natante da condizionare notevolmente il disegno della carena. E' di conseguenza più sentita, per questa categoria di navi, l'esigenza di prevedere con una certa precisione la percentuale di dislocamento globale da addebitare al motore ed al riduttore di velocità.

### Il diesel veloce

I motori oggetto dell'analisi sono tra i cosiddetti "veloci" cioè quelli che erogano la potenza nominale ad un numero di giri superiore a 1000; in fig. 1 è riportata la sezione di un tipico diesel veloce con cilindri in linea. Si tratta di motori di caratteristiche costruttive sostanzialmente omogenee, a 4 tempi, pistone tuffante, di piccolo alesaggio. La disposizione dei cilindri può essere in linea oppure a "V", l'iniezione diretta oppure a precamera.

Dal punto di vista costruttivo, il monoblocco (di fusione) è, in genere, di ghisa così come le camicie (spesso sottoposte a trattamento anti usura). Le testate possono essere di ghisa o di

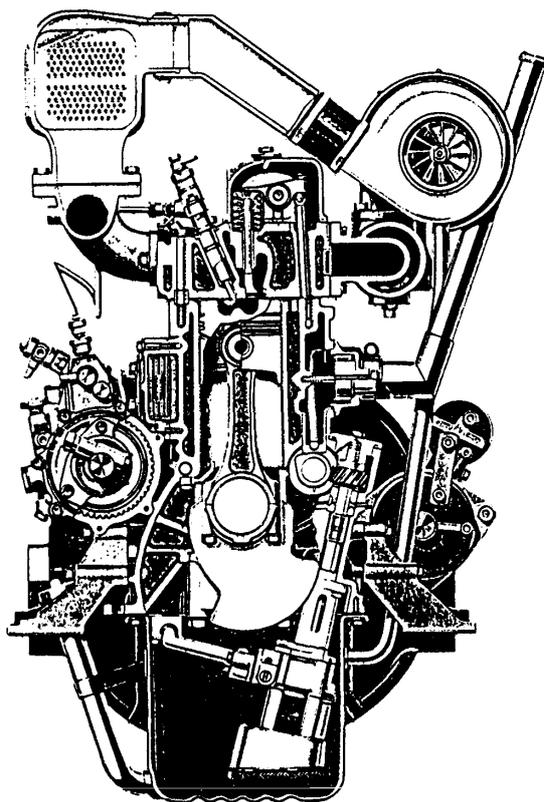


FIGURA 1

leghe di alluminio, i pistoni sono in genere di leghe più o meno complesse di alluminio.

Il raffreddamento è realizzato attraverso due circuiti: quello dell'acqua dolce, che raffredda direttamente camicie, testate ed in alcuni casi collettore di scarico, olio di lubrificazione ed altri punti "caldi" del motore; quello dell'acqua bruta che, attraverso delle apposite prese, è alimentato da acqua di mare. Uno scambiatore permette di raffreddare l'acqua proveniente dai cilindri e dagli altri utilizzatori con quella bruta. In entrambi i circuiti una pompa provvede a realizzare la prevalenza necessaria a garantire la circolazione e con essa lo scambio termico nello scambiatore. Nelle turbosoffianti di più moderna impostazione, una derivazione del circuito provvede al raffreddamento delle giranti.

La lubrificazione è realizzata con l'olio contenuto nel carter opportunamente movimentato da una pompa che lo spinge ai vari punti di lubrificazione: camicie (cui giunge attraverso la foratura di albero a gomiti, manovella, biella e spinotto da cui fuoriesce nel cilindro) ; testate dove deve lubrificare e raffreddare i vari organi in moto relativo; turbosoffiante, dove è chiamato all'oneroso incarico di lubrificare (e raffreddare nelle costruzioni meno recenti) turbina e compressore. In qualche caso, lo stesso olio viene spruzzato contro la parte inferiore del pistone per realizzarne il raffreddamento.

Spesso i diesel veloci sono sovralimentati con turbosoffiante a gas di scarico (a basso rapporto di sovralimentazione) con o senza refrigerazione della carica fresca in uno scambiatore di calore acqua - aria.

#### Il campione analizzato

Si sono presi in esame i dati di circa 350 motori veloci di più di 40 marche. Di essi solo 155 sono stati giudicati utilizzabili per l'analisi in quanto rispondenti ai seguenti criteri:

- Attualità del motore (sono stati scartati motori ancora in produzione ma obsoleti come disegno)
- Potenza non superiore a 320 HP (per rimanere nel campo delle applicazioni scelto)

- Disposizione dei cilindri in linea (per le stesse ragioni di cui sopra e per il numero troppo limitato di motori con disposizione a V)
- Completezza della documentazione acquisita
- Specifica destinazione, dichiarata delle case costruttrici, alla propulsione navale

Le fig. 2 + 8 presentano sinteticamente, sotto forma di istogrammi, le distribuzioni rispettivamente del peso in kg, dell'alesaggio in mm, della corsa in mm, del rapporto corsa - alesaggio, del numero di giri al minuto, della potenza in HP, del numero di cilindri.

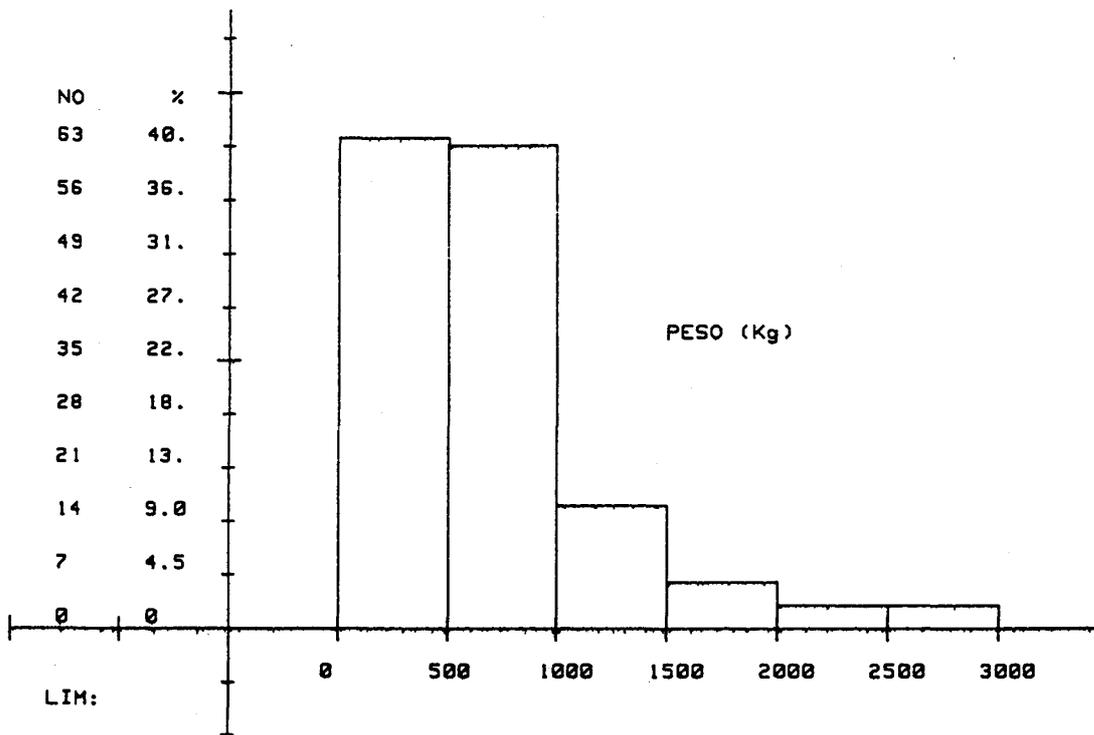


FIGURA 2

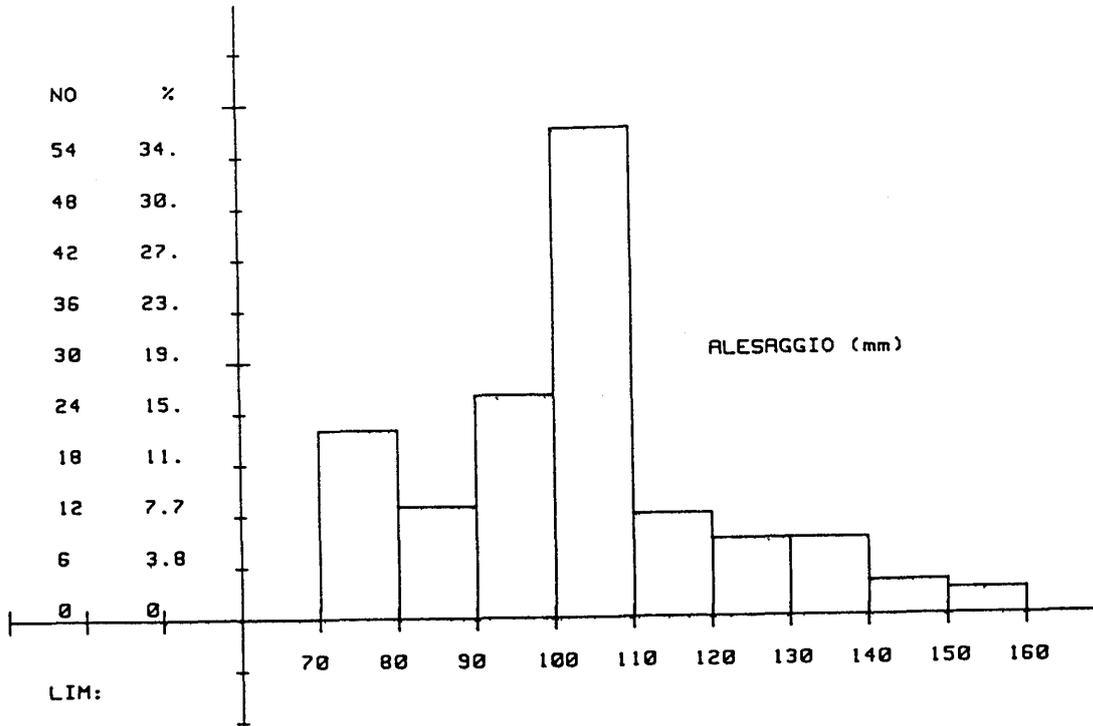


FIGURA 3

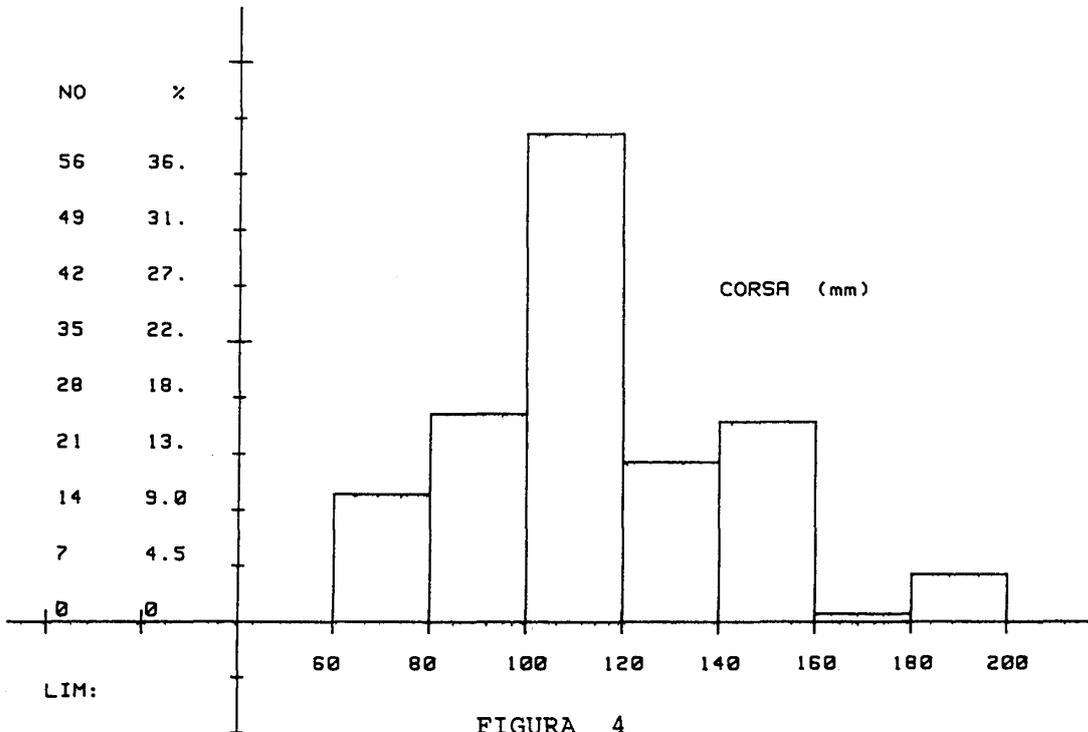


FIGURA 4

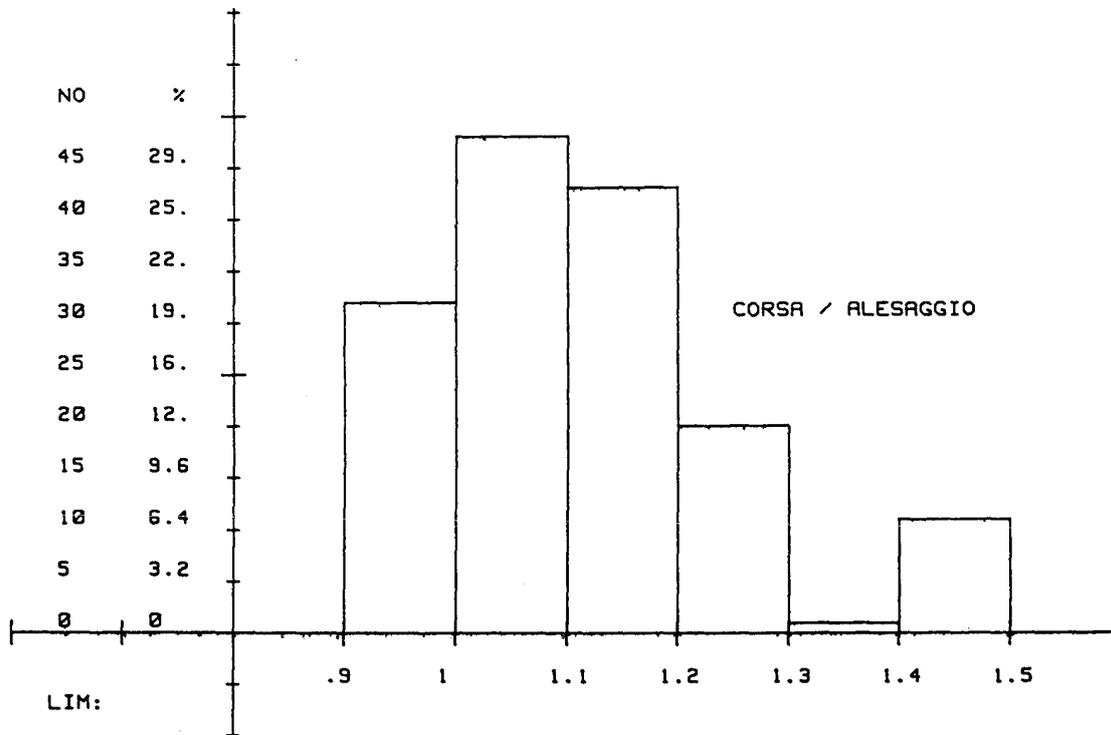


FIGURA 5

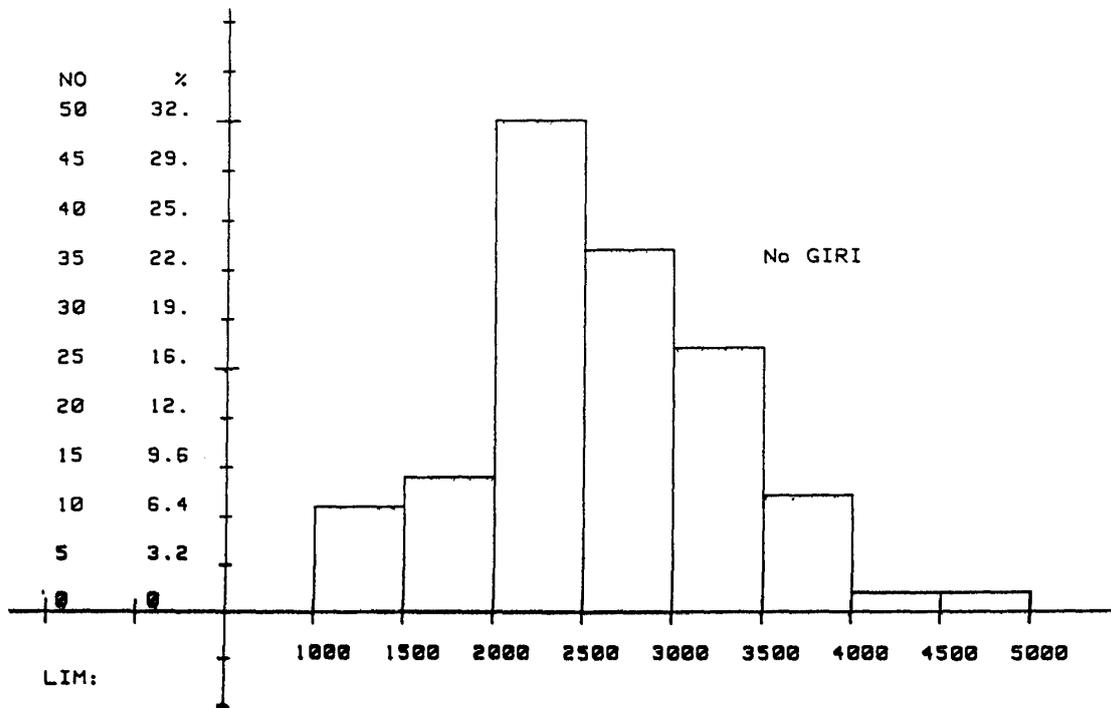


FIGURA 6

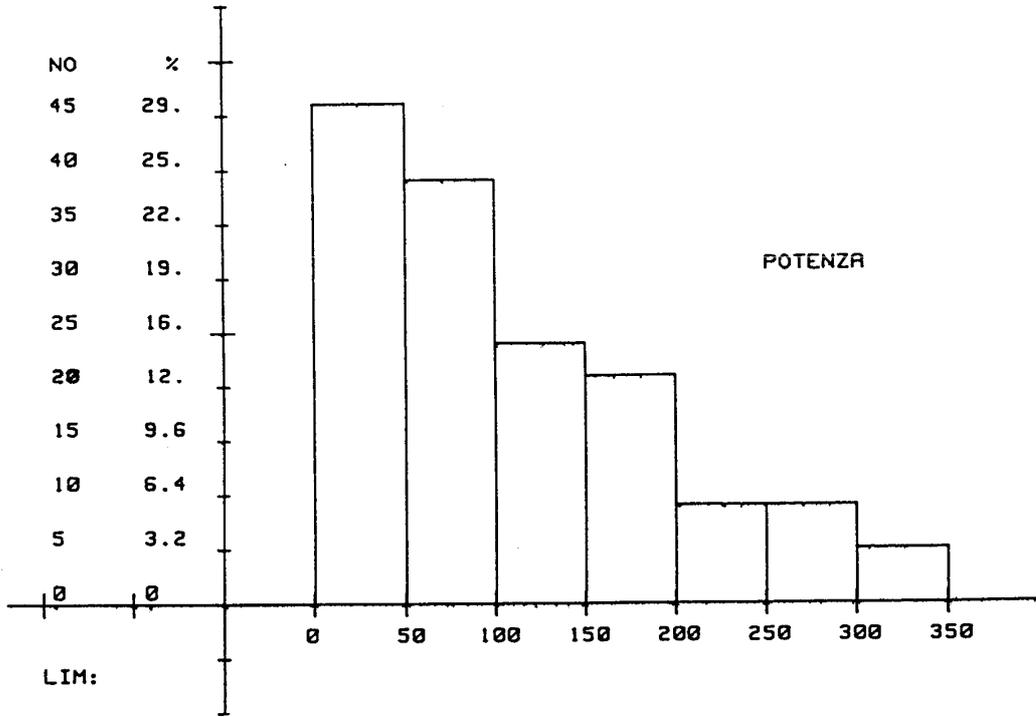


FIGURA 7

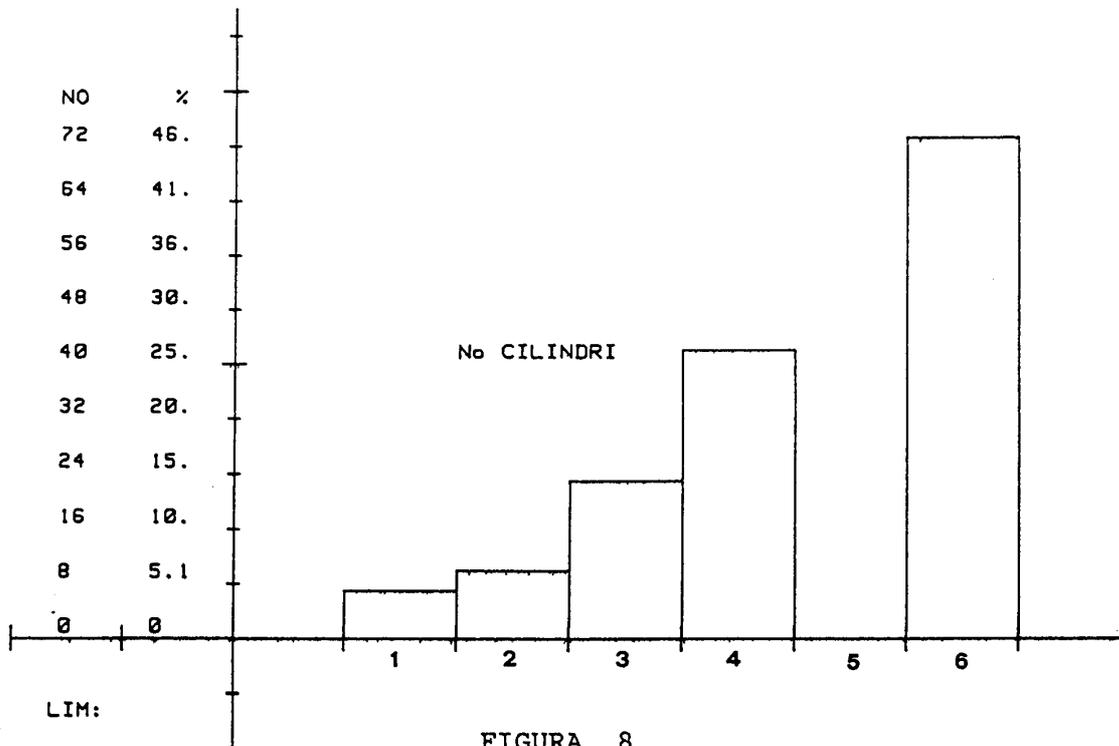


FIGURA 8

## Considerazioni sulle definizioni di potenza e peso

I motori analizzati costituiscono una categoria anomala nel campo dei motori navali; si tratta in genere di evidenti derivazioni della produzione di motori per autotrazione stradale e quindi, specie per i più piccoli tra essi, la normalizzazione è più vicina a quella di motori di automobile che non a quella marina. Il tipo di utenza è molto diversa da quella, specializzata, dei diesel navali e, in genere, non direttamente capace della gestione tecnica del motore. Anche le specifiche costruttive e di utilizzo che vengono fornite, la cui impostazione è legata prevalentemente a ragioni propagandistiche, sono spesso incomplete e decisamente disomogenee tra loro. Ecco perché, in questo ambito, non è sempre semplice dare una definizione univoca delle grandezze in gioco. E' il caso della potenza: nel materiale tecnico reso disponibile dalle varie case costruttrici, ne vengono dichiarati diversi tipi.

Alcune ne danno solo un valore corrispondente alla potenza massima che il motore può sostenere senza danno e per la quale sono proporzionati i vari organi principali ed ausiliari oppure a quella per cui è stata ottenuta l'omologazione da qualche registro di classifica; altre accanto a questa indicazione forniscono un valore relativo alla potenza che può essere sostenuta dal motore per periodi limitati di tempo (precisandone il valore); altre ancora forniscono indicazioni sulla erogazione della potenza in funzione dell'impiego che si farà del natante. A quest'ultimo caso si riferiscono le indicazioni riportate in fig. 9 relative ai motori Cummins B - Series.

FIGURA 9

### **CONDIZIONI**

Le prestazioni sono basate su condizioni ISO 3046 (SAE J1228) di 100 kPa (29.612 in hg) 27°C (81 F) e 60% di umidità relativa.

La potenza all'asse rappresenta la potenza netta disponibile dopo le perdite tipiche dell'invertitore-riduttore ed è il 97% della potenza massima.

Il consumo si basa su un carburante del tipo no 2 avente peso 6 lb (2.7 kg) per gallone e la potenza richiesta da una tipica elica a passo fisso.

La curva dell'elica per la potenza continua è calcolata con un esponente 3.0, le curve per le altre potenze sono calcolate con un esponente 2.7.

### **Servizio Continuo Pesante (Heavy Duty)**

Si intende per uso continuo in applicazioni richiedenti servizio interrotto a piena potenza

Questa curva è secondo lo standard ISO 3046 e SAE J1228 per potenza continua all'albero.

Secondo ISO 3046 è la prestazione massima fuel stop.

Esempi di impieghi in servizio continuo pesante:

tutte le applicazioni commerciali con carena a dislocamento quali pescherecci, rimorchiatori, traghetti, navi trasporto, ecc

### **Servizio Continuo Intermedio (Medium Duty)**

Si intende per applicazione a carico variabile, dove la potenza massima può essere prelevata per 6 ore su ogni periodo di 12 ore

La potenza ridotta deve essere uguale o inferiore a quella del servizio pesante

Questa curva è la ISO 3046 fuel stop ed è

per applicazioni che hanno un tempo totale di esercizio inferiore a 3000 ore per anno.

Esempi di servizio continuo intermedio: imbarcazioni da trasporto personale di bordo, vedette della Polizia e della Finanza, barche da salvataggio e di ricerca, per servizio antincendio.

### **Servizio Leggero (Massima Potenza)**

Si intende per uso a carico variabile, dove la potenza massima è prelevata per periodi di 2 ore ogni 6 di funzionamento. La potenza ridotta sarà poi uguale o inferiore a quella di crociera. Questa curva è secondo ISO 3046 fuel stop ed è per applicazioni con servizio inferiore a 500 ore per anno.

Esempi di servizio a potenza massima: Barche da diporto, con carena planante per alcuni servizi commerciali.

Per omogeneità si è allora ritenuto di considerare per tutti i motori un valore della potenza simile a quello che per i diesel di maggiori dimensioni viene definito "Maximum Continuous Rating" (MCR) ossia quella corrispondente al numero di giri nominale e che il motore può erogare continuativamente senza essere soggetto a danni e malfunzionamenti imputabili ad eccessivo impegno dei suoi organi.

Quanto al peso, si è già detto che esso risulta determinato dal motore e dal complesso riduttore - invertitore.

Il tipo di produzione di questi motori, che si può considerare di serie o di piccola serie, i fattori di costo e la necessità di semplificare al massimo l'installazione nonché la condotta del motore spingono, in genere, le case costruttrici ad indicare un numero molto limitato di riduttori - invertitori costruiti in serie da accoppiare al motore e, tra essi, a consigliarne uno in particolare. Per tale ragione nel seguito sotto l'accezione "peso" si intenderà peso del motore senza liquidi di consumo (a secco), accessoriatò, con il riduttore o il riduttore - invertitore consigliato dalla casa costruttrice. Quando sia consigliato più di un tipo di riduttore, differenziandosi i tipi in genere per il rapporto di riduzione, si è considerato quello relativo al rapporto di riduzione non superiore a 4.5 .

Anche dal punto di vista dell'allestimento del motore con gli accessori che partecipano alla definizione del peso complessivo non c'è purtroppo omogeneità nei dati disponibili. In genere il peso indicato è riferito al motore comprensivo del valvolame, piping e filtri che assistono gli organi fondamentali; sono anche inclusi la pompa del circuito primario di raffreddamento, l'alternatore, lo scambiatore di calore acqua bruta - acqua dolce, gli strumenti di monitoraggio interni al motore (termostati, pressoswitches, allarmi etc.), i collettori di aspirazione e di scarico, il volano con l'eventuale alloggio, il motorino d'avviamento. Quando presenti, sono tenuti in conto anche il parastrappi, i supporti elastici del motore e lo scambiatore di calore olio - acqua dolce.

L'espressione del peso

Nella determinazione dell'espressione che fornisce il peso del motore si sono considerate le seguenti variabili:

- z numero dei cilindri
- D alesaggio in cm
- C corsa in cm
- P potenza in cavalli
- n numero di giri in migliaia al minuto

La scelta di tali parametri è stata fatta nel rispetto dell'esigenza di semplificazione, tenuto conto del fatto che le risultanze di questo studio sono destinate ad essere utilizzate nella primissima fase del progetto.

Sottoponendo i dati disponibili all'analisi dei minimi quadrati si è ricavata la seguente formula:

$$p = \frac{z^{.4304} D^{1.4109} P^{.1022} C^{.9908}}{n^{.5635}} \quad (1)$$

con p pari al peso del gruppo motore - riduttore in kg.

Confrontando i valori ricavati da tale formula con quelli analizzati, si sono trovati errori assoluti e percentuali indicati negli istogrammi di fig. 10 e 11.

E' infine riportata, per comodità, la (1) in funzione del rapporto Q tra corsa ed alesaggio:

$$p = \frac{z^{.4304} D^{2.4017} P^{.1022} Q^{.9908}}{n^{.5635}} \quad (2)$$

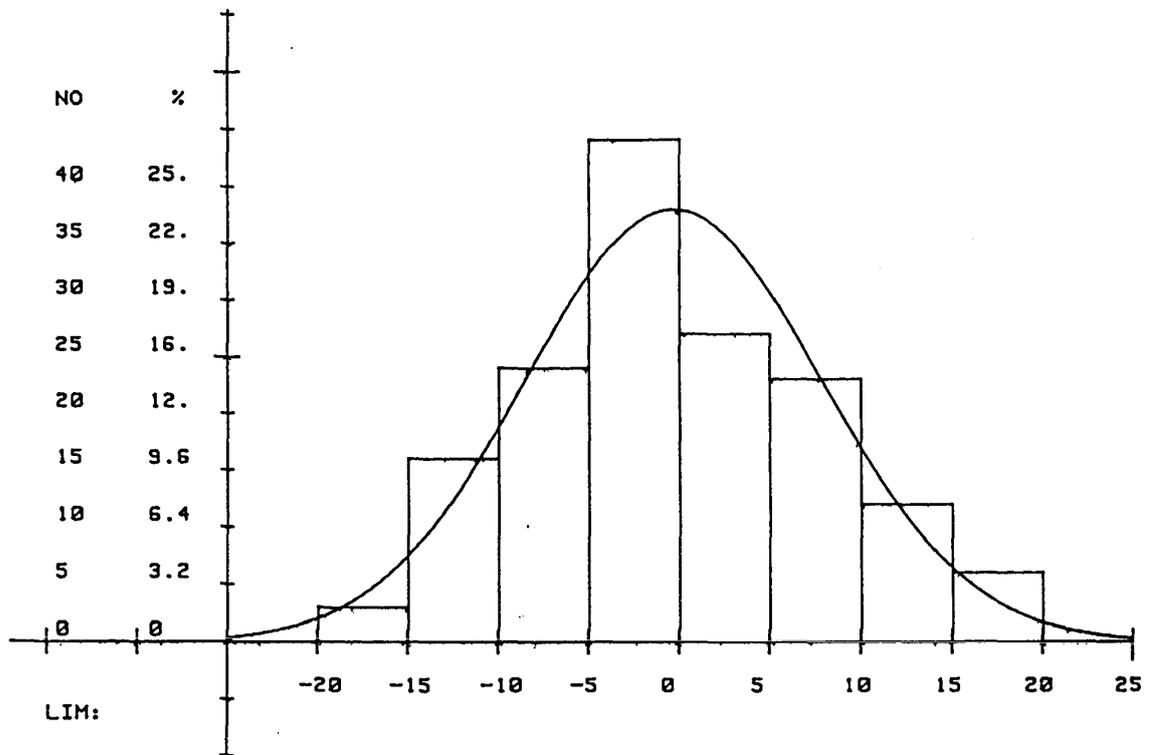


FIGURA 10

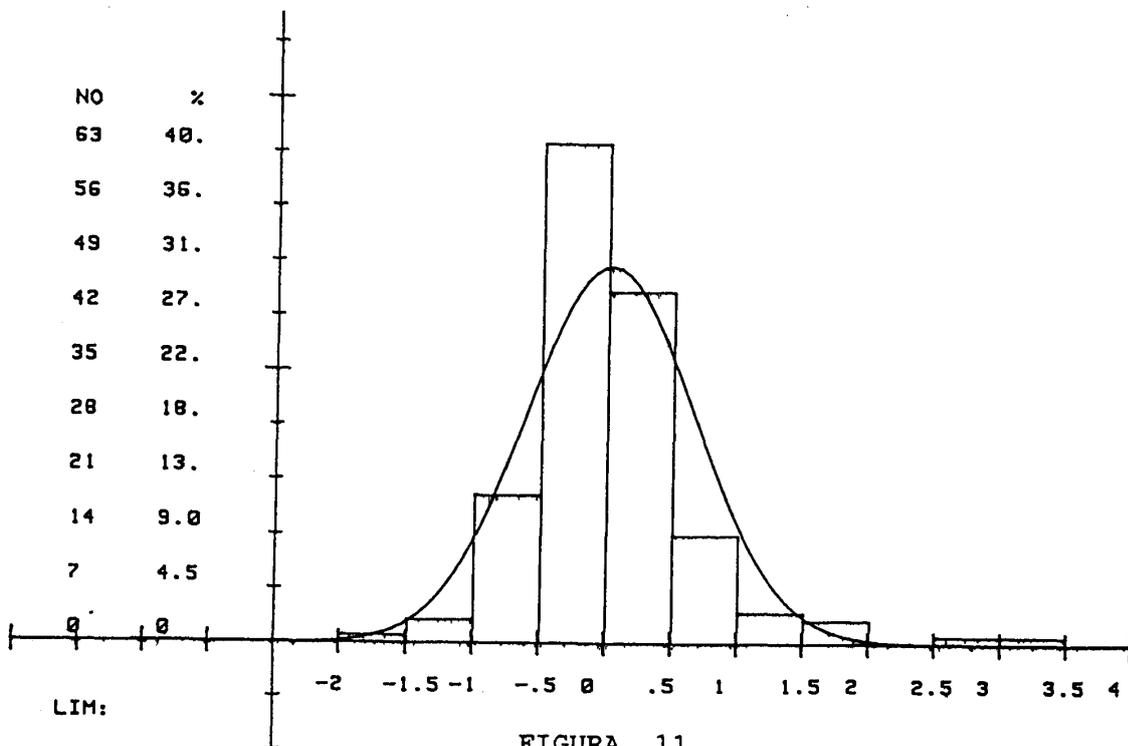


FIGURA 11

BIBLIOGRAFIA

- [1] Bisceglia A. e Paciolla A.; On the length of engine room of merchant ships; IV IMAEM; Varna, 1987
- [2] Paciolla A. e Russo Krauss G.; Analisi delle caratteristiche e dei costi del motore fuoribordo; Studi marittimi; Anno IV, N° 12, dicembre 1981
- [3] Paciolla A. e Russo Krauss G.; Elementi per la scelta di un motore diesel entro bordo per il naviglio minore; NAV 82 , Napoli, 1 + 3 dicembre 1982

Stampato a cura del Dipartimento di Ingegneria  
Navale dell'Università degli Studi di Napoli

Napoli, Gennaio 1989