

FIAT STABILIMENTO GRANDI MOTORI

VOL. XIII - N. 2

BOLLETTINO TECNICO

APRILE - GIUGNO 1960



38^a Fiera di Milano, Aprile 1960 - "50 ANNI FIAT NELLA PROPULSIONE NAVALE,,

Recenti progressi nel campo dei grandi motori - Il motore
FIAT " 900 ..

Dott. Ing. Roberto De Pieri Pag. 33

Prove di fatica e rilievi tensiometrici su modelli di alberi
a gomiti sollecitati a torsione

Dott. Ing. Alfredo Pasotti Pag. 49

38^a Fiera di Milano, Aprile 1980 - " 50 anni FIAT
nella propulsione navale ..

L. T. Pag. 62

CENTRO
RECENTI PROGRESSI NEL CAMPO DEI GRANDI MOTORI
IL MOTORE FIAT "900"

Memoria letta ai soci dell'A. Te. Na. e delle Sezione Ligure dell'ATI - Genova, novembre 1959

Premesso che oggi si possono considerare "grandi motori", soltanto le macchine di potenza superiore ai 10.000 Cv, vengono ricordate alcune costruzioni, allora considerate eccezionali, che già nel passato avevano superato tale limite. Vengono poi esposte le ragioni per le quali, nel campo delle potenze unitarie superiori ai 10.000 Cv, la situazione è andata evolvendosi, in questi ultimi anni, a favore del motore a combustione interna, ponendo così le premesse per la costruzione di motori con cilindri aventi una potenza superiore di almeno il 50 % rispetto alle massime oggi di normale produzione.

In seguito viene messo in evidenza che, delle due vie che si sarebbero potute seguire per ottenere il richiesto aumento di potenza - sovralimentazione del motore a doppio effetto, aumento delle dimensioni geometriche dei cilindri del motore a semplice effetto sovralimentato - tutti i costruttori, ed anche la FIAT, hanno scelto la via dell'aumento del diametro del cilindro. Viene quindi descritto il nuovo motore FIAT con cilindri di diametro 900 mm e corsa 1600 mm, mettendone in rilievo le fondamentali analogie e le poche differenze rispetto al motore 750 di normale costruzione. Del nuovo motore vengono citati e discussi i risultati delle prime prove di messa a punto già segnalati all'epoca del Convegno FIAT Grandi Motori del mese di ottobre.

In una nota redazionale, sono infine illustrati i risultati di ulteriori prove in officina, condotte in un periodo successivo a quello cui si riferisce l'esposto dell'Autore, aventi lo scopo di studiare il comportamento del motore in prossimità delle condizioni limite e cioè nel campo di potenza superiore ai 2100 Cv/cilindro. In queste prove è stata raggiunta senza difficoltà una potenza massima superiore ai 3000 Cv/cil, corrispondente ad una p.m.e. di 11 kg/cm².

La tendenza in atto in questi ultimi anni verso un considerevole aumento di potenza nei motori a combustione interna destinati alla propulsione navale è un argomento di moda nelle discussioni tecniche.

Si potrebbe dire che quando un argomento è di moda e quando tutti ne parlano dovrebbe essere inutile aggiungere altre parole in proposito; d'altra parte ho considerato come possa essere utile fare il punto sulla situazione e presentare in modo sintetico un quadro che rappresenti, con le sue luci e con le sue ombre, l'origine, il corso attuale e i prevedibili sviluppi di questa evoluzione.

1) Che cosa si intende oggi per grande motore.

Abbiamo dedicato questa nostra chiacchierata allo sviluppo dei grandi motori: cominceremo a definire cosa debba intendersi oggi per grande motore.

Erano definite grandi, fino a circa 10 anni fa, macchine comprese fra i 5 e i 10.000 Cv, essendo stato quest'ultimo limite superato soltanto da qualche costruzione di carattere eccezionale.

I progressi compiuti nell'ultimo decennio attraverso la sovralimentazione e le nuove necessità conseguenti alle aumentate dimensioni delle navi ci inducono a portare

a 10.000 Cv il limite inferiore di potenza delle macchine che vogliamo considerare, escludendo naturalmente quegli apparati in cui su un solo asse viene sommata la potenza di varie macchine.

2) Che cosa è stato fatto in passato.

Come detto avanti, potenze superiori ai 10.000 Cv sono già state realizzate in passato, da macchine destinate alla propulsione di navi da passeggeri.

Si è cominciato, per quanto ricordiamo, a superare i 10.000 Cv con i motori FIAT e Sulzer installati rispettivamente sulle navi « Vulcania » e « Saturnia » negli anni 1935-36. Penso che la maggior parte di voi sappia che si tratta di macchine a 2 tempi a doppio effetto, che hanno costituito, nell'epoca in cui sono state costruite, una tappa significativa del progresso dei motori a combustione. Non è il caso qui di descrivere queste macchine; ricorderò soltanto che le macchine FIAT hanno cilindri di 750 mm di diametro, stantuffi con corsa di 1200 mm; hanno pompe d'aria comandate da motori indipendenti e danno sull'asse una potenza nominale di 13.000 Cv, pari a 1300 Cv/cilindro. In officina è stata raggiunta la potenza massima di circa 20.000 Cv. È stato possibile ottenere questo notevole sovraccarico sia dal lato meccanico, per le buone caratteristiche di progetto e costruzione, sia dal lato termico, per le possibilità derivanti dal fatto di avere pompe d'aria indipendenti: questo ha infatti consentito di aumentare la quantità d'aria disponibile in regime di sovraccarico, permettendo di abbassare le temperature medie del ciclo e di dare al motore una lieve sovralimentazione.

La buona qualità di questi motori è confermata dal fatto che essi sono ancora oggi in servizio, avendo superato le 104.000 ore di funzionamento, e danno ancora oggi prestazioni e rendimenti corrispondenti a quelli di nascita.

La potenza di 10.000 Cv è stata largamente superata anche nei motori, pure a doppio effetto, destinati alla trasformazione delle vecchie navi « Roma » ed « Augustus », costruiti dalla FIAT nel periodo 1939-1940. Quattro di questi motori sono stati installati sul « Giulio Cesare » e sul nuovo « Augustus » e hanno 12 cilindri di diametro 650 mm, corsa 960 mm e pompe d'aria indipendenti; danno la potenza di 13.000 Cv a 160 giri/min ed hanno raggiunto, in condizioni di sovraccarico, potenze prossime ai 20.000 Cv.

La potenza di 10.000 Cv è stata anche raggiunta dagli apparati motori costruiti dalla FIAT e dall'Ansaldo per le tre navi tipo « Rio de la Plata » della Flota Mercante del Estado argentina. Queste macchine sono

costruite con 10 cilindri uguali a quelli del « Giulio Cesare » ed hanno pompe d'aria direttamente comandate.

Interessante esempio di grandi macchine, sempre per navi da passeggeri, sono i tre motori Sulzer a semplice effetto della M/n « Oranje », ognuno dei quali, con 12 cilindri di 760 mm di diametro, ha dato la potenza di 12.000 Cv.

3) Perché si richiedono oggi grandi motori.

Risulta da questi esempi come, fino a circa dieci anni or sono, potenze di oltre 10.000 Cv per asse erano richieste soltanto per navi da passeggeri. Nei pochi casi in cui si richiedevano per navi da carico potenze superiori ai 10.000 Cv, gli armatori preferivano affidarsi a due eliche, impiegando motori di potenza non eccessiva, ma in compenso conosciuti e sperimentati.

Nell'ultimo decennio si è verificata, invece, una differente evoluzione:

- le nuove costruzioni di navi da passeggeri sono state relativamente poche e sono state impostate su apparati motori di potenze notevolmente superiori a quelle fino allora realizzate dal motore Diesel. Inoltre, l'evoluzione dell'architettura navale ha portato a ridurre la lunghezza massima dei compartimenti interni delle navi, rendendo con questo impossibile la installazione di macchine di notevole lunghezza come sono i motori di grande potenza. In futuro, quindi, le navi da passeggeri potranno essere azionate da motori Diesel soltanto se si giungerà a realizzare in modo economico apparati motori a macchine multiple o se sarà possibile realizzare apparati motori a turbina, azionata da generatori di gas di notevole potenza unitaria;
- per contro, il noto sviluppo delle navi cisterna e delle navi da carico secco specializzate (trasporto carbone o minerali) verso le grandi e grandissime portate ha richiesto apparati motori di potenza molto rilevante.

Varie ragioni, in parte vere e in parte discutibili, hanno portato a rendere desiderabili apparati motori monoelica; si è imputato agli apparati motori a due eliche un minor rendimento propulsivo, una minore manovrabilità, specialmente nei canali, un maggior costo di costruzione. In conseguenza di questo, la maggior parte delle cisterne di portata superiore alle 25.000 t, costruite anche in Europa in questi ultimi anni, sono state previste con apparati motori a vapore, tanto più che la maggioranza degli armatori riteneva essere tale tipo di macchina il più adatto per le esigenze delle navi cisterna. Soltanto

alcuni appassionati al motore hanno tenuto duro, accettando apparati motori a due eliche.

L'importanza dell'economia conseguente all'uso del motore Diesel non è stata tenuta in gran conto per le navi costruite, o anche soltanto ordinate, nel periodo di euforia delle costruzioni navali; quando i noli sono alti, si può anche considerare indifferente una maggior spesa per il combustibile.

Questa situazione si è andata evolvendo a favore del motore a combustione interna in questi ultimi anni e precisamente:

- gli apparati motori a turbina hanno dato, in numerosi casi, difficoltà anche abbastanza notevoli; molti riduttori hanno dato luogo ad avarie, tanto che il problema è considerato con molta serietà anche dai Registri di Classifica, i quali hanno istituito apposite commissioni di studio per cercare di capire qualche cosa in proposito e suggerire, attraverso le più differenti esperienze, le vie da seguire per ottenere miglioramenti;
- la complessità dei cicli termici necessari per ottenere un moderato consumo di combustibile ha complicato in modo notevole il macchinario a vapore, in particolare le caldaie ed i loro accessori. Pur riconoscendo gli inegabili progressi fatti dai costruttori in questo campo, si deve ammettere che gli apparati motori a vapore di grande potenza e di buon rendimento non sono, agli effetti dei macchinisti, gli stessi apparati motori che si hanno sulle « Liberties » e sulle « T2 ». Quegli armatori che avevano ordinato apparati motori a vapore illudendosi su questo punto hanno dovuto riconoscere a proprie spese che vi è una notevole differenza fra le macchine vecchie e quelle nuove, agli effetti del tempo e del costo di manutenzione;
- i motori a combustione interna hanno nel contempo beneficiato delle possibilità di maggiori potenze in conseguenza della sovralimentazione, di miglioramenti nell'esercizio derivanti dall'impiego dei nuovi oli lubrificanti antiusura, della possibilità estesa oggi praticamente a tutti i motori, sia pure con maggiore o minore successo, dell'uso regolare di combustibili pesanti. Con questo si è posta la premessa per la costruzione di macchine di dimensioni e potenze nettamente superiori a quelle attuali;
- da parte degli armatori, finito il periodo delle vacche grasse, si è ricominciato a riconoscere che una economia dell'ordine di grandezza del $40 \div 45\%$ nel bilancio del combustibile, poteva avere una certa importanza e che il motore a combustione interna poteva quindi essere riconsiderato anche nel campo delle grandi potenze.

4) Come si possono costruire grandi motori.

I vari fatti e fenomeni che hanno dato luogo alla evoluzione di queste nuove tendenze, si sono manifestati negli ultimi 4 o 5 anni, durante i quali i costruttori di motori hanno avuto tempo di considerare quali fossero le vie da seguire per approfittare della nuova situazione.

In sostanza, il problema posto era quello di realizzare macchine più potenti di quelle disponibili, con la premessa fondamentale di dover aumentare la potenza per cilindro di almeno il 50% rispetto alle massime dei motori in produzione. Si trattava di una estrapolazione notevole e che avrebbe potuto presentare conseguenze non indifferenti; per quanto mi risulta, tutti i costruttori hanno affrontato questo problema con una certa diffidenza, prevedendo di dover incontrare, specialmente nella messa a punto, delle difficoltà notevoli.

Il punto di partenza di questa evoluzione poteva essere il motore, sia a semplice che a doppio effetto, di diametro attorno ai 750 mm. Il motore a semplice effetto sovralimentato, sviluppato e messo a punto negli ultimi anni, dava potenze sui $1200 \div 1300$ Cv per cilindro; il motore a doppio effetto, quale realizzato nelle vecchie macchine senza sovralimentazione, dava all'incirca la stessa potenza.

Lo sviluppo del motore a doppio effetto verso la maggiore potenza avrebbe potuto essere realizzato senza cambiare le dimensioni geometriche della macchina ed applicando la sovralimentazione; con ciò, era prevedibile la possibilità di aumentare la potenza nello stesso rapporto già ottenuto nel motore a semplice effetto e cioè di circa il 50% .

Nel campo del motore a semplice effetto, non essendo prevedibili, almeno per ora, maggiorazioni di potenza dell'ordine considerato lavorando sulla sovralimentazione, si è dovuta considerare soltanto la possibilità di una maggiorazione nelle dimensioni geometriche dei cilindri.

Nessun costruttore ha seriamente considerato la prima soluzione, non tanto per ragioni tecniche, quanto per il fatto che il motore a doppio effetto non è da vari anni più di moda. Lo sviluppo della sovralimentazione ha permesso di ottenere dal semplice effetto praticamente la stessa potenza che si otteneva da un doppio effetto di pari dimensioni geometriche. D'altra parte i motori sovralimentati si sono comportati bene, non solo in officina, ma anche in servizio pratico e non è venuta quindi da parte della clientela alcuna indicazione di scarsa o anche di moderata soddisfazione: questo ha messo fuori mercato il motore a doppio effetto, più complesso e più costoso.

Per conto nostro, non avremmo avuto difficoltà dal lato tecnico a proporre e fornire motori a doppio effetto sovralimentati, avendo ancora oggi piena fiducia nel comportamento del motore a doppio effetto, in base all'esperienza delle numerosissime navi che abbiamo in servizio.

Dimostrazione di questa fiducia abbiamo dato, d'altro canto, proponendo, noi della Grandi Motori alla Direzione Generale della FIAT, di sovralimentare i 4 motori a doppio effetto da installarsi nella nuova centrale Diesel elettrica di Mirafiori (figg. 1 e 2). Questi motori, a 12 cilindri, identici a quelli esistenti a bordo delle M.n.n. « Giulio Cesare » ed « Augustus », avrebbero dovuto essere accoppiati ad alternatori della potenza di 7000 kW a 150 giri/min. La sovralimentazione ha permesso di portare la potenza in servizio continuo a 10.000 kW e sono stati ottenuti gli 11.000 kW senza indizio di sovraccarico nei motori; non si è potuto però mantenere quest'ultima potenza per il servizio continuativo, a causa del rischio di sovraccarico delle macchine elettriche, previste per 9000 kW. Questi motori di

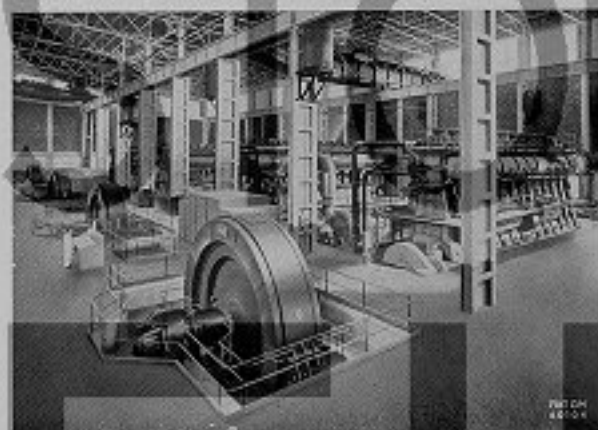


Fig. 1 - Centrale Diesel-elettrica di Mirafiori da 40.000 kW: sala motori.

Mirafiori hanno già funzionato per alcune migliaia di ore, bruciando la stessa nafta usata nelle grandi caldaie dell'impianto a vapore dell'officina.

Questo esempio sta quindi a confermare la possibilità di sviluppare, in condizioni pratiche di servizio industriale e marino, con motori a doppio effetto sovralimentati del diametro di 750 mm, una potenza di 2000 Cv per cilindro.

Ciò nonostante, poichè in fin dei conti bisogna attaccare l'asino dove vuole il padrone, e il padrone in questo caso è il cliente, noi stessi, come tutti gli altri costruttori, ci siamo indirizzati sulla via dell'aumento del diametro del cilindro motore.

Dal campo dei 750 - 780 mm oggi di serie, si è passati nel campo degli 840 - 900 mm.

Barmeister & Wain ha scelto 840 mm, forse perchè con questo diametro aveva già costruito i suoi primi grandi motori a 4 tempi a doppio effetto; la MAN anch'essa si è fermata a 840 mm; Gotaverken ha in costruzione un cilindro da 850 mm; Sulzer, che aveva già costruito vari anni prima della guerra motori da 900 mm che non hanno avuto seguito, ha ripreso il diametro di 900 mm.

Noi non avevamo alcun precedente in materia, salvo il primo cilindro sperimentale a doppio effetto costruito nel 1926, che aveva 840 mm di diametro e che è servito, più che a insegnarci che cosa si doveva fare, a farci vedere un certo numero di cose che non conveniva fare. In queste condizioni, per risolvere il problema con maggiori possibilità, abbiamo scelto la cifra più tonda di 900 mm.

Abbiamo quindi messo allo studio i motori tipo 900 con la corsa di 1600 mm; avremmo forse potuto fissarci su una corsa più elevata, ma abbiamo preferito fare un motore con rapporto fra corsa e diametro prossimo a quelli conosciuti. Abbiamo inoltre considerato che, volendo assolutamente mantenere il nostro tipo di costruzione con separazione aperta fra cilindri e camera delle manovelle, avremmo avuto, a parità di corsa, un motore più alto rispetto alla concorrenza, il che ha consigliato di non fissare una corsa troppo lunga. Abbiamo anche pensato che un numero di giri leggermente più alto, in conseguenza della corsa più corta, non sarebbe stato mal guardato dai costruttori dello scafo, in vista del minor diametro che ne conseguiva per l'elica.

5) Come è stato progettato il motore 900.

Il disegno del nuovo motore non poteva che essere una estrapolazione, sia pure audace, del disegno del motore attuale.

Voi sapete che noi conosciamo i nostri motori non soltanto attraverso il funzionamento in Sala Prove, ma ancor più attraverso l'esperienza pratica del servizio, esperienza che è a nostra disposizione al completo attraverso i contratti di manutenzione che abbiamo in corso su oltre 50 grandi navi. Conosciamo i nostri motori, quindi, non soltanto attraverso i diagrammi di prova, i bilanci termici, i rilevamenti di pressioni, di temperature, ecc., che è possibile fare con i più moderni apparecchi di ricerca, ma anche conosciamo di ciascun organo il comportamento in servizio, la durata, i pregi ed, ahimè, i difetti.

La disponibilità di questo materiale è fonte di continue meditazioni e di lavoro per i nostri uffici tecnici, il cui

compito è non solo di progettare motori nuovi, ma anche di tenere all'altezza dei tempi i motori in servizio, apportando ad essi, quando sia necessario, quelle varianti ritenute desiderabili per migliorarne il comportamento.

Grazie alla collaborazione e all'appoggio di molti dei nostri Clienti, disponiamo di alcuni apparati motori che costituiscono per noi un vero e proprio laboratorio galleggiante: ci è possibile su questi motori sperimentare, col solo vincolo della intercambiabilità, tutte le varianti che riteniamo opportune per migliorare il funzionamento, per aumentare la durata delle singole parti, per ridurre il costo di manutenzione.

continuamente migliorare e superare i risultati raggiunti, ci hanno permesso di risolvere, per i motori fino ad oggi in esercizio, la maggior parte dei problemi che successivamente si sono presentati. I risultati ottenuti ci hanno indicato la via da seguire nel progetto del nuovo motore.

Aggiungiamo che nello studio di questa macchina abbiamo dovuto considerare, più che negli altri motori di minore diametro, la necessità di ridurre al minimo il peso delle singole parti. Come voi sapete a questo riguardo, le similitudini giocano a sfavore delle grandi dimensioni: in una macchina in cui tutte le dimensioni

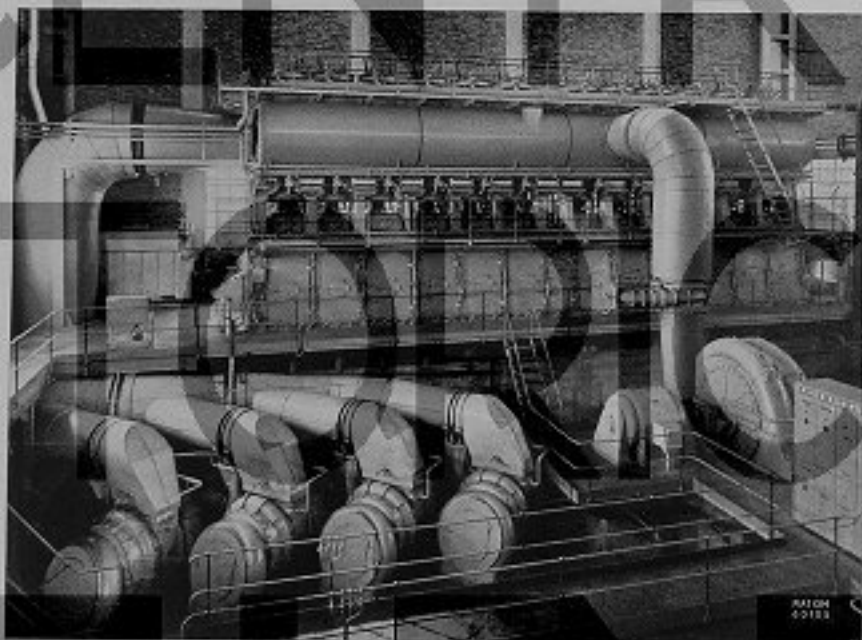


Fig. 2 - Centrale Diesel-elettrica di Mirafiori: uno dei 4 motori FIAT tipo DL 6512 ES, due tempi, doppio effetto, sovralimentati. In primo piano, nella fossa ausiliari, le quattro turbosofianti di sovralimentazione e l'elettrosoffiante di lavaggio.

Attraverso prove e ricerche durate in vari casi molti anni, abbiamo aumentato le nostre conoscenze sul comportamento delle testate dei cilindri, abbiamo migliorato la resistenza alle azioni termiche delle camicie, sia mediante lievi modifiche di forma, sia mediante l'impiego di materiali più adatti. Molto importante è stato il gruppo di ricerche sulle testate dello stantuffo, ricerche intese a migliorare il raffreddamento e in conseguenza le temperature. Lunghie e costose prove, non ancora ultimate, sono state eseguite per allungare la vita dei cuscinetti di testa a croce e ridurre la frequenza di manutenzione.

Le cognizioni acquistate e che continuiamo ad acquistare, in quanto il lavoro non è mai finito e desideriamo

siano maggiorate nella stessa scala dovremmo vedere la potenza maggiorata in ragione del quadrato dell'aumento delle dimensioni, ma il peso maggiorato in ragione del cubo.

Per non cadere quindi in pesi proibitivi è necessario, quando la macchina è grande e quanto più essa si avvicina al limite di sopportazione degli scafi, avere la massima cura del disegno, allo scopo di eliminare pesi superflui.

Esamineremo ora la costruzione del motore 900 (vedi sezioni trasversale e longitudinale nella tavola fuori testo a pag. 42), mettendo in rilievo le fondamentali analogie e le poche differenze rispetto al motore 750 di tipo corrente.

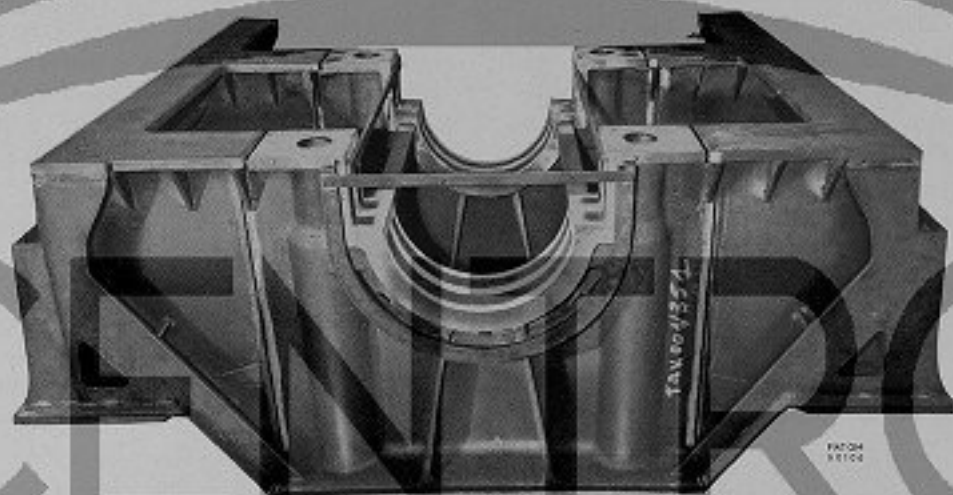


Fig. 3 - Il basamento è costituito da una struttura mista in cui parti in acciaio fuso, corrispondenti alle zone dove vi sono sollecitazioni maggiori o con andamenti non ben definiti, sono incorporate in strutture di lamiera di acciaio: in questo modo, è possibile sfruttare i vantaggi delle strutture fuse con le esigenze di una costruzione composta. Nella figura, il tronco di estremità lato opposto volano in fase di saldatura (peso del pezzo finito: ca. 10.300 kg).

a) **Struttura della macchina.** - Gli eccellenti risultati avuti, specialmente per quanto riguarda la rigidità, sul motore 7512 S avente 12 cilindri da 750 mm di diametro, costruito per la M/c « Sicilmotor », ci hanno indotto a riprodurre anche per il nuovo motore la struttura saldata per il basamento e i montanti.

Il basamento (fig. 3) è costituito da una struttura mista in cui parti in acciaio fuso, corrispondenti alle zone dove vi sono sollecitazioni maggiori o con andamenti non ben definiti, sono incorporate in strutture di lamiera di acciaio. È possibile con questo sfruttare i vantaggi delle strutture fuse con le esigenze di una costruzione composta.

L'ossatura del motore è costituita dal basamento, in struttura mista saldata, dai montanti totalmente in lamiera (fig. 4), dai cilindri motori fusi in ghisa. Il tutto è collegato mediante tiranti di acciaio, secondo il sistema che mai abbiamo abbandonato a partire da circa 40 anni.

È gradevole vedere come altri costruttori, che per molti anni hanno fatto esperienza di strutture prive di tiranti di collegamento, siano oggi ritornati per i loro motori più recenti all'uso di questi tiranti.

Il collegamento longitudinale è dato, come al solito, dalla solida unione dei tronchi di basamento, dei ponti intermedi e dei corpi dei cilindri.

Voglio ricordare qui, ancora una volta, che il ponte intermedio di cui sopra, oltre che a irrigidire l'ossatura della macchina, compie una funzione a nostro avviso ancora più importante: esso costituisce la parete trasversale di separazione che chiude verso l'alto la camera delle manovelle.

Voi sapete che noi siamo molto orgogliosi di questa parete di separazione, che abbiamo introdotto nei nostri motori già dal 1922, e che è stata successivamente adottata da tutti gli altri costruttori di grandi motori a 2 tempi. Nessuno però ha voluto riprodurre anche la



Fig. 4 - Il montante è interamente costituito da lamiera, piatti e tubi saldati insieme: gli spessori predominanti sono, rispettivamente, 18 mm per le carelle e 35 + 40 mm per la piastra d'attacco. Il peso del montante finito è di circa 4000 kg.

costruzione del cilindro motore aperto in basso all'aria aperta al di sopra della parete.

Di questo siamo grati a tutti i nostri concorrenti che ci hanno permesso di conservare, unici fra tutti, un elemento che consideriamo indispensabile per rendere sicuro e privo di inconvenienti l'impiego della nafta da caldaia.

Qualunque altra soluzione che comporti l'impiego della parte inferiore del cilindro come serbatoio di aria di lavaggio o come pompa d'aria, dà luogo a serie difficoltà per eliminare le melme e i depositi che inevitabilmente si raccolgono al di sotto dello stantuffo motore, specialmente usando combustibili scadenti. Questi depositi non possono essere eliminati durante il moto da una camera chiusa; ciò dà luogo, oltre che a disturbi vari meno importanti, a rischi di incendio nel serbatoio di lavaggio.

di incendi, quella superiore rovente venga a diretto contatto con l'olio di lubrificazione. Il sistema migliore è però quello di evitare la causa degli inconvenienti, lasciando aperta, libera e controllabile la parte bassa del cilindro.

b) **Albero a gomiti.** - L'albero a gomiti è del consueto tipo semicomposto; esso è stato proporzionato col diametro di 700 mm sia per i perni di banco che di testa di biella (fig. 5). Queste dimensioni vanno bene, secondo i Registri di Classifica, per un motore a 12 cilindri e danno un certo margine, che può essere abbastanza notevole, quando si scenda col numero di cilindri. Per questo, il proporzionamento fissato è economicamente accettabile a partire dagli 8 cilindri in su; se per qualche ragione specifica fosse necessario costruire



Fig. 5 - L'albero a gomiti è del consueto tipo semi-composto e cioè è costituito da pezzi a C in acciaio fuso collegati fra di loro dai perni di banco, in acciaio forgiato, montati a caldo. Esso è stato proporzionato col diametro di 700 mm sia per i perni di banco che di testa biella. In primo piano, il tronco a 5 manovelle del peso di 75 t.

e, quel che è peggio, a rischi di esplosioni d'olio nel carter. Queste esplosioni sono innescate dalla elevata temperatura che, in caso di incendio, viene raggiunta dalla parete di separazione su cui è accumulato il materiale che brucia.

Tali scoppi sembra stiano diventando epidemici, dato il sempre maggior numero di motori nei quali l'armatore è obbligato, oggi, per ragioni di economia, a bruciare combustibili scadenti; a quanto risulta, essi preoccupano seriamente sia gli armatori che i Registri di Classifica.

La situazione può essere migliorata, come è già stato fatto da alcuni costruttori, costruendo la parete di separazione doppia, in modo da evitare che, in caso

motori a 6 o 7 cilindri, sarebbe da considerare conveniente progettare un albero di dimensioni minori. D'altra parte, le previsioni di peso e di costo fanno ritenere che la convenienza dei grandi cilindri cessi quando si è raggiunto il limite di potenza ottenibile con cilindri di diametro minore; non sembra conveniente per questo costruire i motori da 900 mm al di sotto di 8 cilindri.

Abbiamo accettato come limite massimo di peso per un tronco di albero a gomiti un valore di circa 75 t; con questo ci è possibile avere un tronco di 5 manovelle e costruire i motori fino a 10 cilindri con una sola giunta intermedia.

c) Cilindro, camicia e testata. - Il corpo del cilindro è costruito in due parti: quella inferiore fa parte della ossatura rigida del motore, quella superiore è leggera, isolata, libera, senza collegamenti laterali (fig. 6). Costruzione analoga è già stata usata in molti motori ed è oggi applicata con buon esito sui motori 600 a corsa corta. Dà il vantaggio di una modesta riduzione di peso.

La camicia del cilindro riproduce in sostanza la consueta costruzione FIAT, con parte superiore di acciaio e boccola interna di ghisa resistente all'usura, e parte inferiore di ghisa.

Abbiamo per contro modificato, rispetto alla pratica corrente, la testata del cilindro (fig. 7). La testata non penetra più nell'interno della camicia, ma è totalmente esterna alla camicia stessa, in conformità a quanto fatto nella maggior parte dei motori di altri costruttori.

Questo ha permesso una lieve riduzione dell'altezza totale del motore e dell'altezza dello smontaggio della camicia e dello stantuffo, nonché una piccola riduzione di peso; inoltre si è cercato di ottenere un rendimento migliore della camera di combustione.

Il disegno della testata è diventato costruttivamente più semplice; il collegamento della testata col cilindro avviene attraverso bulloni di grande lunghezza, riducendo così le variazioni di tensione che si hanno per effetto delle azioni termiche. Il profilo interno della testata è stato sagomato in quella forma che l'esperienza sui vari tipi di motori ha fatto ritenere la più efficiente, agli effetti di una buona distribuzione del combustibile nell'aria.

d) Biella e stantuffo. - Le bielle sono state irrigidite nella parte superiore, in corrispondenza dell'appoggio dei cuscinetti di piede; anche questi cuscinetti sono stati rinforzati allo scopo di renderli più rigidi (fig. 8). L'esperienza ci ha infatti portato a ritenere che l'accoppiamento fra la testa a croce e il piede di biella, nei motori a 2 tempi, sia molto sensibile a deformazioni elastiche anche di minima entità e che quindi sia conveniente dare alla parte interessata una massa di materiale, e richiedere una rigidità, che potrebbero ritenersi esagerati in relazione all'entità degli sforzi in gioco.

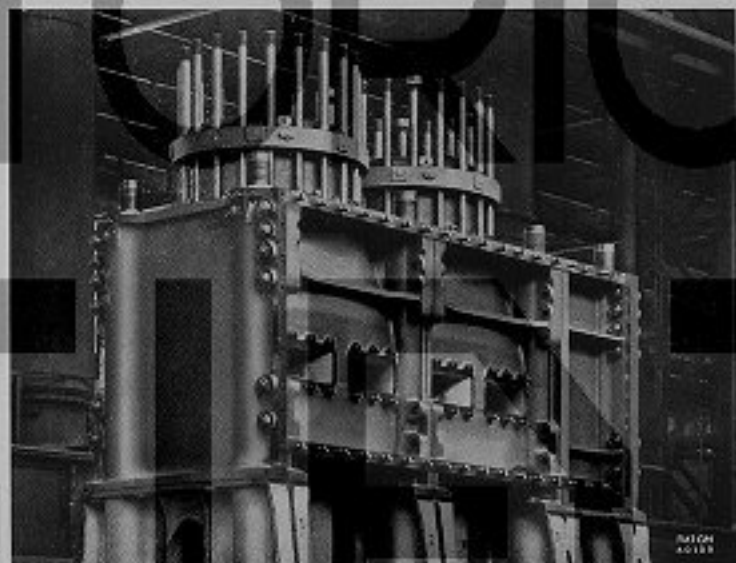


Fig. 6 - Il corpo del cilindro è costruito in due parti: quella inferiore fa parte della ossatura rigida del motore, quella superiore è leggera, isolata, libera, senza collegamenti laterali.

Per ridurre la temperatura del colletto superiore della camicia, che rimane esterno alla camera di circolazione, abbiamo previsto una apposita circolazione d'acqua sulla parte esterna del colletto stesso; nelle prove finora eseguite la quantità di calore asportata è stata molto modesta, il che fa presumere che tale raffreddamento possa essere in futuro eliminato.

Lo stantuffo riproduce il disegno sviluppato e recentemente messo in produzione per i motori tipo 750. Negli stantuffi di disegno usuale il fondo dello stantuffo deve avere uno spessore notevole, allo scopo di ricevere la pressione della camera di combustione e trasmetterla all'asta, attraverso la parete cilindrica dello stantuffo stesso. Il fondo dello stantuffo lavora quindi come un disco in-



Fig. 7 - La testata del cilindro, del tipo in due pezzi, con anello riportato, è totalmente esterna alla camicia; il suo collegamento col cilindro è realizzato mediante bulloni di grande lunghezza, in modo da ridurre le variazioni di tensione che si hanno per effetto delle azioni termiche.

castrato alla periferia e caricato da una pressione uniformemente distribuita. Alle sollecitazioni indotte da questo schema di carico, mal calcolabili data la difficoltà di fare ipotesi attendibili sulla rigidità e deformabilità dell'appoggio, si aggiungono sollecitazioni termiche molto più complesse, derivanti dalle differenze di temperatura, sia nel senso dello spessore, sia nel senso della lunghezza. Infatti, la parete esterna dello stantuffo è molto più calda della parete interna raffreddata, tutto il fondo è molto più caldo della parete cilindrica con la quale è collegato.

La nuova costruzione prevede invece uno stantuffo con pareti sottili, appoggiato e centrato, mediante nervature, su un corpo interno praticamente massiccio, direttamente portato dall'asta dello stantuffo. Con questo, la pressione che si esercita sul fondo è trasmessa direttamente, attraverso le nervature, all'asta dello stantuffo, senza indurre apprezzabili sollecitazioni di flessione, data la breve distanza fra le nervature di appoggio. La parete cilindrica dello stantuffo non trasmette alcun sforzo meccanico e deve soltanto resistere alla pressione esterna dei gas. Le varie nervature sono disposte in modo da costituire canali di circolazione per l'olio di raffreddamento, il quale circola secondo un flusso definito, con velocità conosciuta e senza rischio di zone morte nelle quali si formino depositi e incrostazioni di carbone. Altro risultato di questa variante è quello di ridurre di circa 100 °C la temperatura massima della testata dello stantuffo, portando

tale temperatura in un campo in cui anche il materiale di tipo corrente può resistere all'azione ossidante della combustione.

Questo disegno permetterebbe di costruire la parte esterna della testata in ghisa di buona qualità; diverse testate di questo tipo, che abbiamo messo in opera su vari motori, si sono comportate in modo soddisfacente. Soltanto per ragioni di maggiore sicurezza, abbiamo preferito costruire la testata di acciaio luso e proteggere il

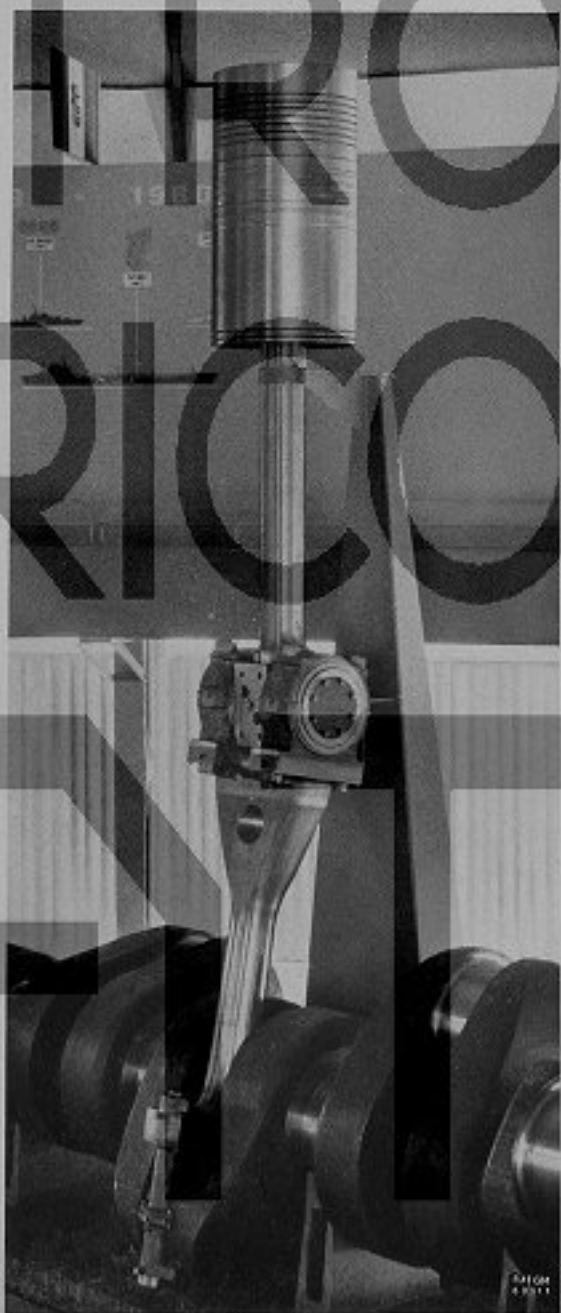


Fig. 8 - Il gruppo biella, testa a croce, asta, stantuffo motore esposto nel padiglione FIAT alla Fiera di Milano.

fondo esposto al fuoco mediante materiale inossidabile spruzzato con la pistola e fuso sul posto.

Come nelle vecchie testate, proteggiamo le sedi delle fasce elastiche con cromatura a spessore, la cui durata risulta essere molto aumentata in relazione all'impiego degli olii anticorrosivi usati per la lubrificazione dei cilindri motori.

A titolo di studio e controllo, abbiamo in corso sul gruppo sperimentale una ricerca per determinare in modo completo la distribuzione delle temperature su queste testate, analoga ad altra a suo tempo eseguita sugli stantuffi 750.

c) Sovralimentazione. - Nessuna novità di concetto nella sovralimentazione, il cui schema riproduce quello da noi applicato, con soddisfazione, sui motori tipo 750 (fig. 9).

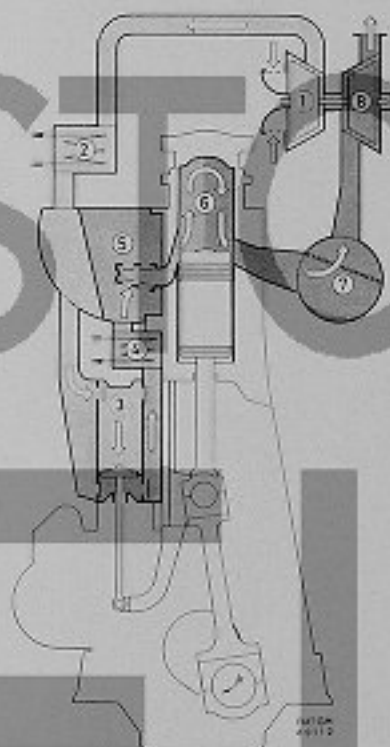


Fig. 9 - Schema di sovralimentazione dei motori FIAT di medio e grande diametro.

Come voi sapete, ci manteniamo sullo schema dell'alimentazione di turbine mediante gas di scarico a pressione costante ed integriamo il salto di pressione ottenibile con la turbosoffiante a gas di scarico, mediante un

successivo salto di pressione prodotto da pompe d'aria a stantuffo, azionate dalle teste a croce dei cilindri motori.

Non starò a ripetere quali siano i motivi che ci hanno indotto a realizzare la sovralimentazione dei nostri motori secondo questo sistema, e che sono in buona parte basati sul desiderio di avere, piuttosto che una soluzione elegante, una soluzione sicura e tranquilla agli effetti del funzionamento del motore.

Siamo stati criticati, e lo saremo ancora, per questa nostra scelta, che per noi ha soltanto il difetto di essere, sia pure di poco, più costosa di altre che avremmo potuto considerare; a parte questo, non vediamo altri inconvenienti che superino gli innegabili vantaggi. Molte infatti delle considerazioni che si sentono dire o che si leggono circa i vari sistemi di sovralimentazione, non hanno una seria consistenza, qualora rivedute in base a concetti elementari.

Per fornire l'aria di sovralimentazione a un motore occorre avere disponibile una certa potenza, che in ogni caso deve essere derivata dai cilindri motori. Le differenze fra i vari sistemi possibili per ottenere l'aria di sovralimentazione non possono avervi se non nel diverso rendimento dei vari mezzi escogitati per prelevare una parte dell'energia dai cilindri motori e utilizzarla per la compressione dell'aria.

C'è chi preferisce ricavare direttamente l'energia dai cilindri motori, prelevando da questi la quantità di gas occorrente per alimentare una turbina che dia tutta la potenza necessaria alla compressione dell'aria; questo si ottiene anticipando lo scarico, riducendo con questo il grado di espansione nel cilindro e riducendo la potenza utile ricavabile sullo stantuffo dall'espansione dei gas. Altri preferiscono prolungare l'espansione dei gas e non ridurre la potenza sullo stantuffo motore, salvo prelevare una piccola parte di tale potenza per azionare le pompe d'aria destinate ad integrare la minore energia disponibile allo scarico per azionare le turbosoffianti. I rendimenti dei vari mezzi destinati a comprimere l'aria non sono molto diversi fra di loro e quindi il bilancio si chiude con differenze di un ordine tale da non incidere in modo apprezzabile sul rendimento complessivo del motore.

Vi sarebbero anche altre considerazioni da fare nel confronto fra i vari sistemi di sovralimentazione. Chi preferisce prelevare direttamente dal cilindro motore, attraverso uno scarico anticipato, la potenza per azionare la turbosoffiante, avrà un più elevato consumo di combustibile per Cv indicato ed un rendimento meccanico più elevato; mentre chi preferisce prelevare la potenza occorrente per la sovralimentazione in parte dai gas di scarico ed in parte dalla potenza meccanica già intro-

dotta nella macchina attraverso il cilindro motore, avrà un consumo per Cv indicato più basso ed un rendimento meccanico inferiore. In pratica, nei due casi, il rendimento effettivo, corrispondente al prodotto dei due fattori, è all'incirca lo stesso.

I problemi della sovralimentazione sono influenzati dalle caratteristiche del sistema di lavaggio. Nello studio

f) **Varie.** - Non vi sono novità costruttive nelle pompe del combustibile e relativi comandi, e nei dispositivi di avviamento. Crediamo di aver semplificato il comando delle pompe di lubrificazione dei cilindri motori, conservando il dispositivo di comando a pressione d'olio, ma azionando direttamente con questo le cassette di lubrificazione.



Fig. 10 - Il gruppo sperimentale di due cilindri sul banco di prova.

del motore 900 abbiamo cercato di migliorare il nostro lavaggio ed abbiamo incorporato nel disegno della camicia qualche variante già messa a punto mediante una numerosa serie di prove su modelli e alcune prove sperimentali sul motore 750. Abbiamo cercato, mediante una opportuna sagomatura delle feritoie, di dare una guida più efficiente al flusso dell'aria di lavaggio.

I risultati di prova dovrebbero far ritenere di aver raggiunto dei risultati notevoli in questo campo, per quanto il minor consumo di combustibile realizzato in questo motore possa in parte attribuirsi anche ad altri fattori.

6) Che cosa abbiamo ottenuto dal prototipo sperimentale.

Tutto quanto è stato descritto è stato da noi realizzato in primo luogo mediante la costruzione di un gruppo di due cilindri (fig. 10), che ha iniziato il suo funzionamento nel mese di giugno 1959.

Dobbiamo confessare che il progetto di tale gruppo ha dato luogo a diverse preoccupazioni. L'esistenza dei momenti primari rotanti e alternativi, dovuti a masse di peso imponente, lasciava prevedere la possibilità di

notevoli movimenti e vibrazioni, essendo obbligati a montare il motore su uno dei normali banchi di prova disponibili per i motori usuali, che sono praticamente tutti bilanciati. Abbiamo cercato di rimediare, in parte, mediante la massima contrappesatura dell'albero a gomiti (fig. 11), il che ci ha permesso di equilibrare parzialmente i momenti rotanti; nulla per contro si è potuto fare per ridurre o compensare il momento delle forze alternative.

Siamo stati molto lieti di constatare che, probabilmente per effetto della rigidità della struttura, le nostre preoccupazioni erano state eccessive. La macchina infatti si è composta in modo molto soddisfacente, dando luogo a movimenti di minima entità, con un massimo attorno ai 110 giri; i movimenti, misurati all'altezza del polverizzatore, hanno una ampiezza totale non superiore ai 0,7 mm.

Dal lato fluidodinamico erano da prevedersi notevoli oscillazioni di pressione nei collettori di scarico e di lavaggio; a questo si è ovviato con l'aggiunta di collettori supplementari che, se non hanno molto contribuito all'estetica del motore, in pratica hanno dato buoni risultati.

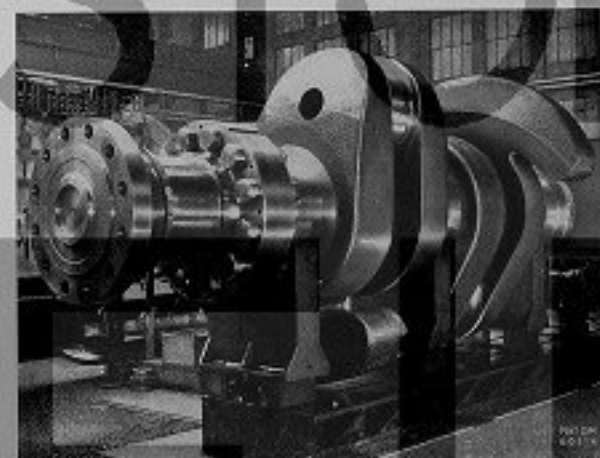


Fig. 11 - L'albero a gomiti del bicilindro sperimentale.

La macchina è stata messa in moto senza difficoltà ed al termine di una cinquantina di ore di funzionamento aveva già superato, senza richiedere alcun lavoro da parte della Sala Prove, né alcuna variante rispetto a quanto stabilito dai disegni dell'Ufficio Studi, la potenza di 2200 Cv/cil.

In ulteriori successive prove, nelle quali la potenza è stata gradatamente aumentata, è stata raggiunta la potenza massima di 2650 Cv/cil, anche questo rimanendo il motore nelle condizioni iniziali di costruzione.

Mi permetto di richiamare la vostra attenzione su questo punto, che ha costituito motivo di notevole soddisfazione per i nostri collaboratori dell'Ufficio Studi: essi hanno definito a priori, con la necessaria approssimazione, anche quei minori elementi di messa a punto (dispositivi di iniezione, foratura dell'iniettore, rapporti di compressione, assetto delle turbosoffianti, ecc.) che in passato venivano definiti soltanto in base alle esperienze pratiche della Sala Prove.

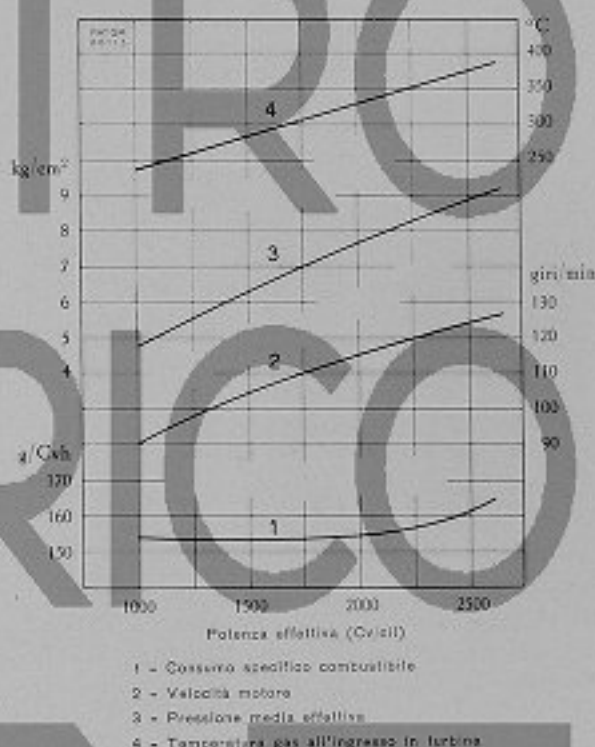


Fig. 12 - Risultati di prova preliminari del motore FIAT tipo 900. I risultati definitivi sono riportati nei diagrammi di pag. 47. (Nota 1).

Nel diagramma di fig. 12 sono riportati gli elementi più caratteristici delle prove di questo motore. Rileverete da questo diagramma l'andamento piatto della curva del consumo specifico del combustibile, che si mantiene al di sotto dei 160 g/Cv/h fino ad oltre 7 kg/cm² di pres-

Nota 1. - I risultati riportati nel grafico si riferiscono alle prime prove di messa a punto, eseguite nei mesi di giugno e luglio 1959, e sono quelli già segnalati all'epoca del Convegno FIAT Grandi Motori del mese di ottobre dello stesso anno.

Ulteriori prove in officina, condotte in un periodo successivo a quello cui si riferisce l'esposto dell'Autore, hanno consentito di migliorare sensibilmente il comportamento del motore in prossimità delle condizioni limite e cioè nel campo di potenza superiore ai 2100 Cv/cilindro.

Di queste prove e dei risultati in esse ottenuti si dà breve notizia in una nota redazionale riportata a pag. 46.

sione media effettiva, e le temperature dei gas all'ingresso in turbina, che si mantengono abbastanza basse anche a potenze molto elevate.

Nella valutazione del consumo del combustibile vogliate ricordare che, per ragioni economiche e fiscali, non abbiamo alcuna convenienza ad adoperare in Sala Prove combustibili leggeri, del tipo gasolio o olio Diesel di buona qualità, e che sono quelli a cui, in genere, si riferiscono i costruttori d'oltr'Alpe, quando dichiarano i consumi di combustibile dei loro motori. La differenza di

Abbiamo quindi ottenuto, di fronte a un fattore η_v di 40,7 per il motore 750, un fattore η_v di 49,5 per il motore 900, con una maggiorazione di circa il 20 %. Questo, a pari temperatura di scarico dei gas e con un consumo di combustibile inferiore;

- questo guadagno nel fattore di carico è da noi attribuito ai miglioramenti di disegno ai quali abbiamo fatto cenno in precedenza: miglioramento del lavaggio, della forma della camera di combustione, riduzione delle perdite termiche nella camera di combustione, ecc.

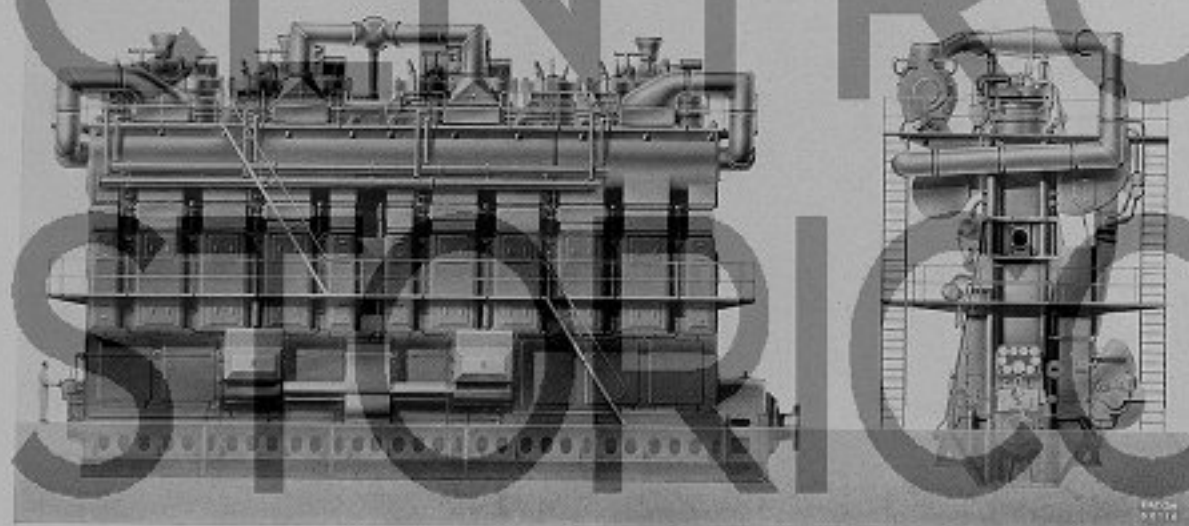


Fig. 13 - Bozzetto del motore FIAT tipo 909 S, in costruzione per la nave cisterna da 38.000 t.d.w., ordinata dall'armatore A. Lauro alla Navalmeccanica di Castellammare di Stabia.

potere calorifico e le caratteristiche fisiche del combustibile da noi impiegato, giustificano un maggior consumo compreso fra l'1 e il 2 % e pari a circa $2,5 \rightarrow 3$ g/Cv.h. Di tanto quindi dovrebbe essere ridotto il nostro consumo minimo di combustibile, per renderlo paragonabile a quelli che troverete pubblicati nella stampa tecnica per motori di altro tipo.

Confrontando i risultati che abbiamo ottenuti con quelli ricavati sui motori tipo 750 dovremmo mettere in rilievo:

- il motore 750 è dato a 132 giri per la potenza di 1200 Cv/cil, corrispondente a una pressione media di 7 kg/cm^2 e una velocità di stantuffo di 5,8 m/s. Il motore 900 a velocità di 122 giri può essere valutato, in base ai risultati di prova, per una potenza di 2100 Cv/cil, a cui corrisponde una pressione media effettiva di $7,6 \text{ kg/cm}^2$ e una velocità di stantuffo di 6,5 m/s.

Riteniamo che questo maggior carico non comporti pericoli di carattere termico né di carattere meccanico, in quanto, come detto sopra, il consumo di combustibile è migliorato e le pressioni massime nei cilindri e la temperatura di scarico non sono aumentate; anche le condizioni dei vari organi che possono essere influenzati dalla maggiore velocità di stantuffo, in modo speciale i cuscinetti, si sono dimostrate in vari controlli eseguiti assolutamente soddisfacenti.

7) Come saranno costruiti i motori definitivi.

Contemporaneamente al gruppo di due cilindri, l'Officina ha da tempo iniziato la costruzione di un motore a 9 cilindri, che ci è stato ordinato dall'armatore A. Lauro per una nave cisterna da 38.000 t.d.w., in corso di costruzione nel cantiere di Castellammare; questo motore sarà pronto verso la fine del 1960.

Il bozzetto che vi presentiamo (fig. 13) e che dovrebbe anticipare la fotografia della macchina quale sarà costruita, vi darà un'idea del suo aspetto e delle sue dimensioni.

Il peso di questo motore è previsto in ca. 800 t. La cura da noi posta per non mettere pesi eccessivi nella macchina (unica eccezione a questo è un certo sovradimensionamento dell'albero a gomiti per le ragioni esposte avanti), e la potenza che in seguito alle prove eseguite possiamo stabilire per questo motore, ci portano a un peso per Cv di circa 43 kg: si è avuto circa lo stesso peso per Cv sul motore 7512 S, che abbiamo costruito per la M/c « Sicilmotor ». Siamo quindi riusciti a mantenere costante il peso per Cv, malgrado il grave onere derivante da una maggiorazione geometrica con un rapporto da 100 a 120.

Diversi altri motori a 8 cilindri sono stati pure ordinati e saranno costruiti in parte da noi e in parte dai nostri Licenziatari, Ansaldo e C.R.D.A.

Nel primo semestre del 1961 il primo di questi motori sarà già in mare ed incominceremo ad avere i primi risultati di esercizio. Noi confidiamo che essi saranno buoni e che confermeranno la fiducia che i nostri Clienti hanno avuto nell'affidarci queste nuove costruzioni.

Adesso che il motore è stato costruito e provato con successo, averlo fatto sembra una cosa abbastanza sem-

plice e quasi naturale. Non possiamo però dimenticare le titubanze e i dubbi iniziali, le lunghe sedute ai tavoli da disegno, la elaborazione dei complessi calcoli destinati a definire le dimensioni dei vari organi, tutto lavoro compiuto in un tempo abbastanza breve dai nostri collaboratori.

Abbiamo bensì fatto una estrapolazione rispetto a un disegno esistente, ma di entità così notevole da portare in una regione fino ad oggi sconosciuta, non solo a noi, ma anche a tutti gli altri costruttori. Nessuno di noi era certo che molte delle parti vitali del motore accettassero volentieri di essere maggiorate, senza dare luogo a disturbi almeno iniziali; potevamo temere dal lato meccanico rischi di cattivo comportamento dei cuscinetti, dal lato termico cattivo andamento del flusso di lavaggio nel cilindro, difficoltà per bruciare in ogni ciclo una quantità di combustibile circa doppia rispetto a quella dei maggiori cilindri fino ad oggi costruiti. La prima esperienza finora fatta ci ha mostrato che tutti i problemi sui quali prevedevamo avere difficoltà di messa a punto sembrano essere stati risolti in modo soddisfacente. Restano i problemi di esercizio pratico, e speriamo che anche in questo campo l'esperienza che dovremo fare corrisponda alle nostre aspettative.

Dott. Ing. ROBERTO DE PIERI

3000 CV PER CILINDRO

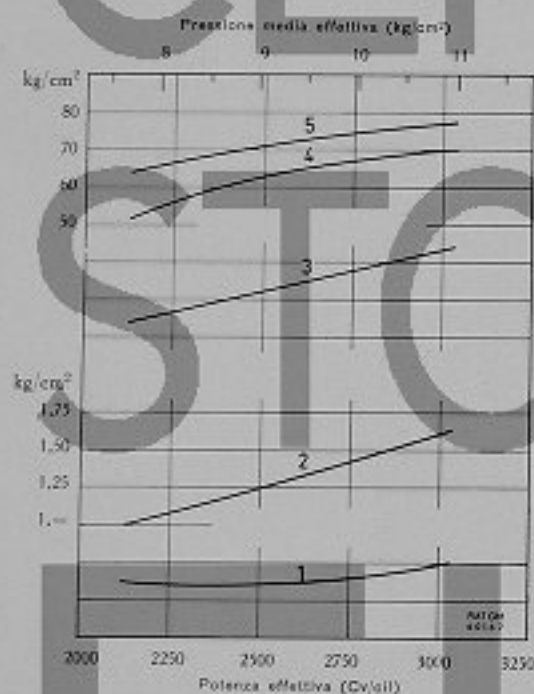
I risultati di prova citati nella memoria si riferiscono alle prime prove di messa a punto, eseguite nei mesi di giugno e luglio 1959, e sono quelli già segnalati all'epoca del Convegno FIAT Grandi Motori del mese di ottobre dello stesso anno. In tale occasione era stato reso noto che il motore aveva dato senza difficoltà la potenza massima di 2650 Cv/cil, potenza fino allora mai raggiunta da altri motori Diesel nel mondo.

In base a tale potenza massima è stata stabilita, per i primi motori che dovranno essere consegnati, la potenza massima continuativa in servizio effettivo di 2100 Cv/cil, alla velocità di 122 giri/min. Si è ritenuto essere questa una onesta utilizzazione delle possibilità del motore; non si è voluto sfruttare il largo margine della potenza massima sulla potenza nominale (25 %) agli effetti industriali ed economici, fino a che i motori definitivi non siano stati seriamente e lungamente provati in servizio pratico.

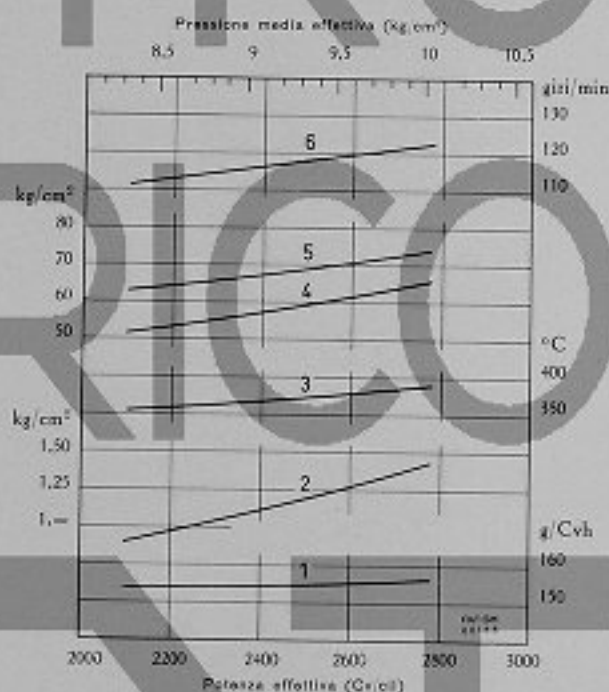
Il lavoro di messa a punto è continuato nei mesi successivi e varie ricerche sono state fatte allo scopo di determinare le condizioni di lavoro delle parti maggiormente sollecitate, rilevare temperature nello stantuffo e migliorare, se possibile, le prestazioni massime della macchina. Una numerosa serie di prove è stata eseguita allo scopo di studiare il comportamento del motore in prossimità delle condizioni limite e cioè nel campo di potenza superiore ai 2100 Cv/cil.

I risultati di queste prove sono stati superiori alle aspettative, in quanto hanno permesso di constatare come, anche a pressioni medie notevolmente superiori a quelle di progetto, il funzionamento del motore rimanesse ancora soddisfacente. La buona efficienza del lavaggio e della combustione si sono mantenute in ogni caso; il comportamento meccanico della macchina, anche a pressioni massime notevolmente superiori a quelle di progetto, si è rivelato privo di qualsiasi inconveniente.

PROVA	Velocità di rotazione		Potenza effettiva	Pressione media effettiva	Consumo combustibile	Consumo specifico combustibile	Pressione aria collettore lavaggio	Temperatura gas ingresso turbina
	n.	Durata min.	giri/min	Cv	kg/cm ²	kg/h	g/Cv.h	°C
1 ^a	30	122,-	2100	7,60	328,6	156,5	1,-	321
2 ^a	30	122,2	2404	8,70	367,7	153,-	1,20	354
3 ^a	120	122,8	2778	10,-	434,6	156,5	1,435	389
4 ^a	30	122,9	3058	11,-	490,7	160,5	1,64	422
5 ^a	30	116,3	2391	9,10	373,-	156,-	1,12	371
6 ^a	30	111,1	2102	8,35	325,8	155,-	0,90	352



- 1 - Consumo specifico combustibile
2 - Pressione aria nel collettore lavaggio
3 - Temperatura gas all'ingresso in turbina



- 4 - Pressione di accensione
5 - Pressione massima di combustione
6 - Velocità motore

Fig. 14 - Risultati di prova del motore FIAT tipo 900 (prova dimostrativa del 23.2.1960).

In queste prove è stata raggiunta senza difficoltà una potenza massima superiore ai 3000 Cv/cil, corrispondente a una pressione media effettiva di 11 kg/cm².

Una prova dimostrativa del comportamento del motore nel campo delle alte potenze è stata eseguita il giorno 23 febbraio 1960, alla presenza dei rappresentanti dei principali Registri e Società di Classifica; i principali risultati ottenuti, riferiti ad un solo cilindro, sono riprodotti nella tabella e nei diagrammi di fig. 14.

Interessanti sono i rilievi eseguiti a velocità costante di 122 giri, variando gradatamente la pressione media fino agli 11 kg/cm². La potenza di 3000 Cv/cil è stata mantenuta per mezz'ora, mentre la potenza di 2750 Cv/cil, corrispondente a 10 kg/cm² di pressione media effettiva, è stata mantenuta per 2 ore. Noto è l'andamento della curva di consumo che, pur salendo con la pressione media, si mantiene ancora piatta, indicando con questo che il motore ha sempre conservato una buona efficienza della combustione; ciò è stato con-

fermato anche dal fatto che a qualsiasi andatura, comprese le massime, lo scarico è stato sempre assolutamente invisibile.

I risultati di queste prove hanno permesso di consolidare il favorevole giudizio che era già stato dato su questo nuovo tipo di macchina e sono la migliore conferma della possibilità di costruire motori a 2 tempi di eccellenti prestazioni termiche, adottando la soluzione costruttiva legata al lavaggio trasversale. È stato brillantemente confermato che un buon lavaggio trasversale può consentire di superare di gran lunga le massime prestazioni fino ad oggi conosciute per motori a 2 tempi a lavaggio longitudinale.

In particolare, si ritiene che le elevate prestazioni ottenute con carichi termici non eccessivi (vedi i valori relativamente bassi delle temperature di scarico prima delle turbine), siano anche dovute al particolare sistema di sovralimentazione impiegato, il quale ha consentito di alimentare il motore con la quantità d'aria sufficiente allo scopo.

È attualmente in corso un ulteriore programma di prove, sempre nel campo delle potenze compreso fra i 2500 e i 3000 CV/cil, allo scopo di ricevere altri dati ed elementi che possano servire di guida per le nuove costruzioni e consentire

in futuro di raggiungere, anche in servizio continuativo, la potenza attuale di 2100 CV/cil a cui il motore viene venduto.

È evidente che una parte delle condizioni in cui la prova è stata eseguita non potrebbero essere ammesse per servizio continuo in un motore che è stato progettato ed approvato dai Registri di Classifica per regimi di potenza molto inferiori (vedi, ad esempio, la pressione massima di combustione che si avvicina agli 80 kg/cm², anziché ai 65 kg/cm² di progetto). Non è escluso però che, in futuro, anche pressioni come queste possano considerarsi nell'ambito della pratica normale, analogamente a quanto è avvenuto nei motori a 4 tempi, nei quali, oggi, pressioni massime di esercizio sui 100 kg/cm² sono divenute normali.

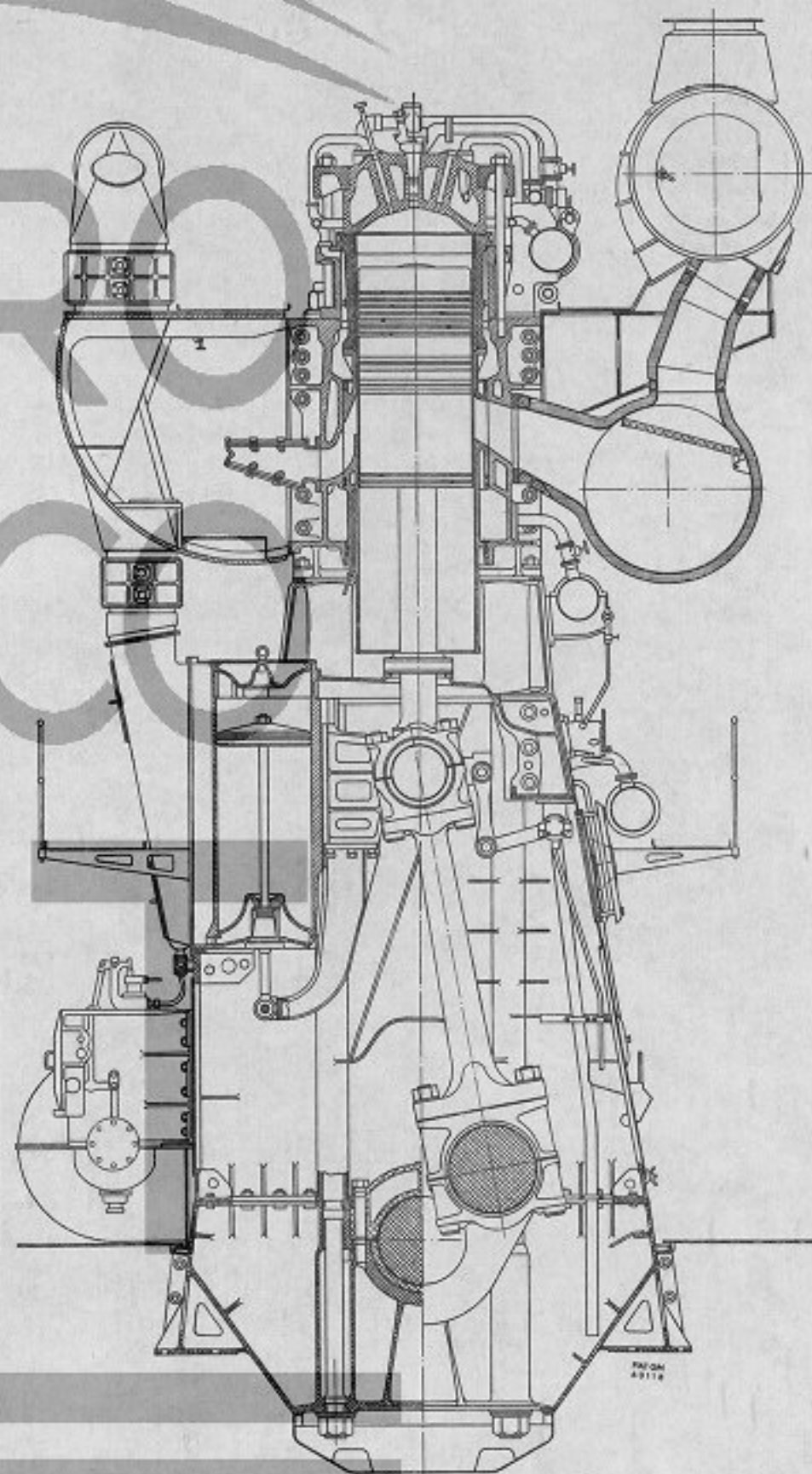
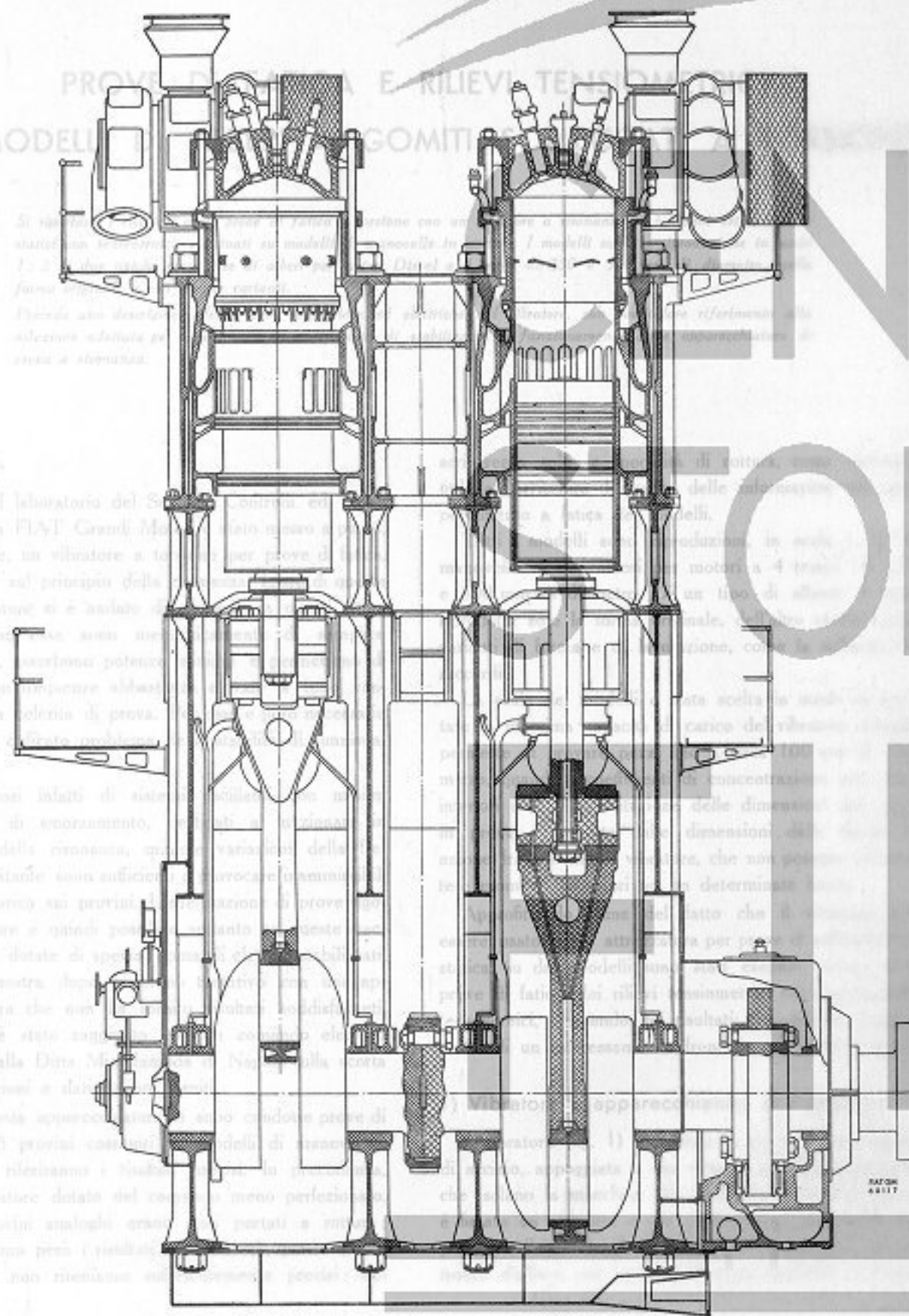
Aver raggiunto su un singolo cilindro la potenza di 3000 CV è una tappa fondamentale dello sviluppo del motore Diesel. Questo risultato onora la FIAT che per prima ha raggiunto questo primato, ma sarà considerato con soddisfazione da tutti i costruttori di motori Diesel di grande potenza, che vedono una conferma delle possibilità di questo tipo di macchina, in confronto agli altri tipi di apperati motori marini.

N. d. R.

MOTORE 900 S

SEZIONE LONGITUDINALE

SEZIONE TRASVERSALE



CENTRO
STORICO
FIAT

PROVE DI FATICA E RILIEVI TENSIOMETRICI SU MODELLI DI ALBERI A GOMITI SOLLECITATI A TORSIONE

Si riportano i risultati delle prove di fatica a torsione con un vibratore a risonanza e i rilievi tensiometrici statici con tensovernici, effettuati su modelli di manovelle in acciaio. I modelli sono la riproduzione in scala 1:2 di due tipiche manovelle di alberi per motori Diesel a 4 tempi di 230 e 300 mm di diametro, nella forma originale e con alcune varianti.

Precede una descrizione delle parti meccaniche ed elettriche del vibratore, con particolare riferimento alla soluzione adottata per superare la nota difficoltà di stabilizzare il funzionamento delle apparecchiature di prova a risonanza.

Premessa.

Presso il laboratorio del Servizio Controlli ed Esperienze della FIAT Grandi Motori è stato messo a punto, ultimamente, un vibratore a torsione per prove di fatica, funzionante sul principio della risonanza. L'uso di queste apparecchiature si è andato diffondendo in questi ultimi anni, poiché esse sono meccanicamente di semplice costruzione, assorbono potenze minime e permettono di lavorare con frequenze abbastanza elevate a tutto vantaggio della celerità di prova. Per esse è però necessario risolvere il delicato problema della stabilità di funzionamento.

Trattandosi infatti di sistemi oscillanti con minimi coefficienti di smorzamento, destinati a funzionare in prossimità della risonanza, minime variazioni della frequenza eccitante sono sufficienti a provocare inammissibili sbalzi di carico sui provini. L'effettuazione di prove rigorose e sicure è quindi possibile soltanto se queste macchine sono dotate di speciali comandi elettrici stabilizzati. Da parte nostra, dopo un primo tentativo con una apparecchiatura che non ha fornito risultati soddisfacenti, lo scopo è stato raggiunto con un comando elettrico costruito dalla Ditta Microlambda di Napoli, sulla scorta di informazioni e dati da noi forniti.

Con questa apparecchiatura si sono condotte prove di fatica su 8 provini costituiti da modelli di manovelle; di esse si riferiranno i risultati precisi. In precedenza, con il vibratore dotato del comando meno perfezionato, altri 6 provini analoghi erano stati portati a rottura; non riferiremo però i risultati numerici di queste prime prove, che non riteniamo sufficientemente precisi; de-

scriveremo solo le modalità di rottura, come elemento utile ad arricchire il quadro delle informazioni sul comportamento a fatica dei modelli.

Tutti i modelli sono riproduzioni, in scala 1:2, di manovelle di due alberi per motori a 4 tempi, di 230 e 300 mm di diametro. Di un tipo di albero è stata riprodotta solo la forma originale, dell'altro anche alcune varianti di forma e di lavorazione, come la rullatura dei raccordi.

La scala dei modelli è stata scelta in modo da sfruttare la massima capacità di carico del vibratore, il quale permette di provare pezzi fino a circa 100 mm di diametro, quando i coefficienti di concentrazione non sono inferiori a 2. La limitazione delle dimensioni dei pezzi in prova è imposta dalle dimensioni delle flange di unione fra provino e vibratore, che non possono trasmettere momenti superiori ad un determinato limite.

Approfitando infine del fatto che il vibratore può essere usato come attrezzatura per prove di sollecitazione statica, su due modelli sono stati eseguiti, prima delle prove di fatica, dei rilievi tensiometrici col sistema delle tensovernici, ottenendo dei risultati che offrono l'opportunità di un interessante confronto con le prove di fatica.

1) Vibratore e apparecchiatura di comando.

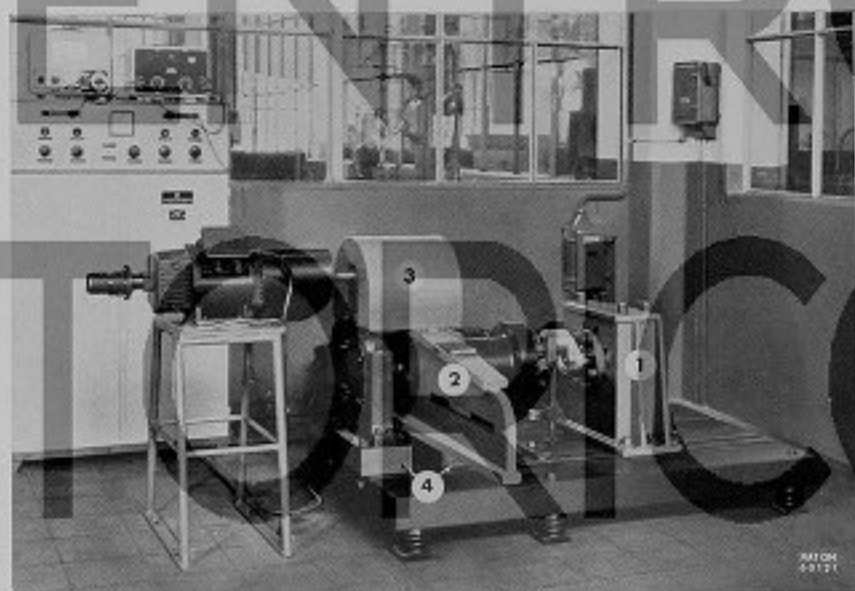
Il vibratore (fig. 1) è montato su una massiccia piastra di acciaio, appoggiata a sua volta su sei molloni ad elica, che isolano la macchina dal pavimento. Sul basamento è fissato un supporto a cui è imbullonata una flangia del provino; l'altra flangia del provino è collegata ad un tronco d'albero che porta la traversa oscillante e l'ecce-

tatore. Questo tronco d'albero appoggia su due supporti con cuscinetti a rulli; esso è così in grado di ruotare ma non di spostarsi trasversalmente.

Le condizioni di vincolo del modello non sono quindi del tutto simili a quelle degli alberi a gomiti sui motori, dove ai perni di banco, per il gioco esistente rispetto ai cuscinetti, possono essere permessi dei lievi spostamenti laterali. Alle due diverse condizioni di vincolo corrispondono quindi probabilmente distribuzioni di tensioni alquanto diverse; tuttavia anche in pratica può succedere che, a causa della disuniforme distribuzione circonferenziale dei

La frequenza di risonanza del vibratore è funzione della forma e dimensioni del provino e dei momenti di inerzia delle due masse vincolate alle sue estremità. Con i provini di cui alla presente relazione la frequenza di prova, leggermente inferiore a quella di risonanza, si aggira sui 1750 periodi al minuto.

Data la ripidità della curva di risonanza, per condurre prove a sollecitazione costante occorre disporre di un motore di comando avente velocità perfettamente stabilizzata e regolabile con estrema finezza. Un motore elettrico a corrente continua alimentata da un comune con-



1 - Supporto fisso 3 - Eccitatore meccanico
2 - Traversa oscillante 4 - Supporti con cuscinetti a rulli

Fig. 1 - Complesso macchina vibratoria a torsione e quadro di comando.

giochi, certi spostamenti laterali dei perni di banco siano molto limitati o addirittura nulli.

L'eccitatore è collegato mediante un giunto flessibile al motore di comando che, appoggiando su una base separata dal piastrone, è sottratto alle vibrazioni di quest'ultimo.

Il vibratore è quindi un sistema oscillante costituito essenzialmente da due masse d'inerzia (basamento e traversa), collegate da un elemento elastico (provino). La forza centrifuga della massa eccentrica dell'eccitatore imprime al sistema oscillante un momento torcente alternato: quando la frequenza della forza eccitante si avvicina alla frequenza propria del sistema oscillante, l'ampiezza dell'oscillazione aumenta, sottoponendo il provino a sollecitazioni che raggiungono facilmente l'ordine di grandezza del limite di fatica.

vertitore, soggetto a tutte le variazioni della tensione di rete e degli stessi propri parametri elettrici in funzione della temperatura di lavoro, non è nemmeno lontanamente in grado di garantire questa stabilità di funzionamento. Si devono quindi prevedere apposite apparecchiature elettriche di comando, con circuiti ausiliari di stabilizzazione e regolazione.

Descriveremo in breve come l'apparecchiatura Micro-lambda, di cui è dato in fig. 2 lo schema di principio, raggiunga questo scopo. Essa è fondamentalmente costituita da un gruppo Ward Leonard, con regolazione della corrente di campo della dinamo. Coassiale col gruppo convertitore, motore trifase — dinamo, è inserito un generatore trifase a tensione stabilizzata, che alimenta tutti i circuiti elettrici ausiliari di regolazione, per evitare che essi siano disturbati dalle variazioni della tensione di rete.

La dinamo del convertitore alimenta il motore c.c. La corrente di armatura di quest'ultimo, e quindi la sua velocità, viene regolata e stabilizzata tramite la corrente di campo della dinamo, che è fornita da un gruppo di thyatron a loro volta comandati da due segnali:

- 1) il *segnale-errore* risultante dal confronto tra una tensione stabilizzata di riferimento e la tensione fornita da una dinamo tachimetrica coassiale col motore c.c.;
- 2) il *segnale di una coppia di strisce estensimetriche* applicate sul provino, proporzionale alla sollecitazione del provino stesso.

Come risulta dallo schema, i segnali delle strisce estensimetriche vengono inviati, tramite un ponte rivelatore ed un amplificatore, nel circuito di regolazione dell'apparecchiatura. Sul ponte possono essere lette le tensioni rivelate dalle strisce in fase di taratura del provino (vedere oltre le modalità di taratura). Le stesse letture, in unità convenzionali, possono essere fatte anche su uno strumento inserito sul quadro Microlambda. Questo strumento è commutabile su un gruppo raddrizzatore-filtro per la lettura dei segnali delle strisce in fase di funzionamento, sempre in unità convenzionali.

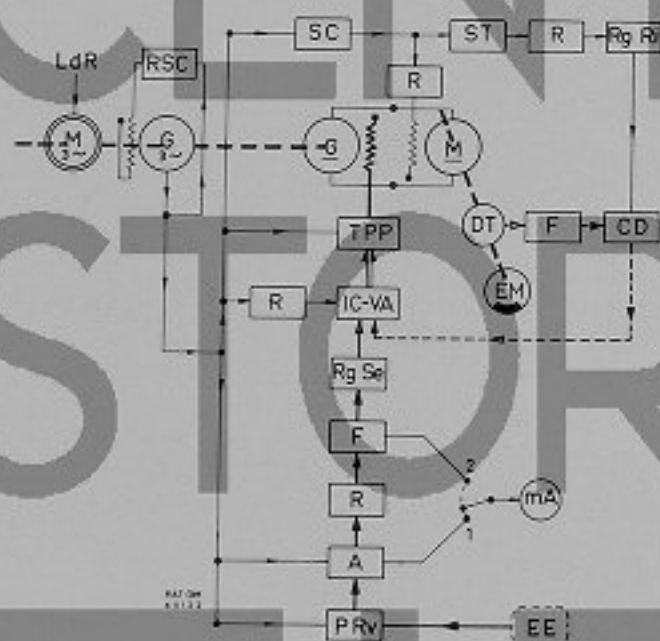


Fig. 2 - Schema funzionale del comando Microlambda per vibratore a torsione.

LEGENDA

A	Amplificatore
CD	Circolo differenziale
DT	Dinamo tachimetrica
EE	Estensimetri elettrici applicati sul provino
EM	Eccitatore meccanico
F	Filtro
G	Dinamo
G _{st}	Generatore trilaterale a tensione stabilizzata
IC-VA	Integratori catodici e valvola amplificatrice
LdR	Linea di rete
M	Motore a corrente continua
M _{st}	Motore asincrono trilaterale
mA	Milliamperometro
PRv	Ponte rivelatore
R	Raddrizzatore
Rg Se	Regolatore di sensibilità
Rg Ri	Regolatore segnale di riferimento
RSC	Raddrizzatore stabilizzatore di corrente
SC	Stabilizzatore di tensione
ST	Stabilizzatore di tensione
TPP	Thyatron piloti e di potenza
1	Letture statiche
2	Letture dinamiche
—	Segnale estensimetri
- - -	Segnale errore
—	Segnale risultante
—	Corrente regolata

A rigore, uno dei segnali è sovrabbondante, poiché una volta garantita la costanza della velocità dell'eccitatore col segnale 1), è automaticamente assicurata la costanza dell'ampiezza di oscillazione, supposto che i parametri del sistema oscillante rimangano costanti nel corso della prova.

Può succedere però che i parametri del sistema oscillante varino, ad esempio causa il riscaldamento del provino oppure dopo l'inizio della rottura del provino stesso. In tal caso il segnale 2) fa variare la frequenza di eccitazione di quel tanto che è necessario per mantenere costante la sollecitazione sul provino, anche in queste condizioni. Le prove che vengono fatte con questa apparecchiatura sono quindi essenzialmente prove a tensione costante, anche nella fase di rottura del provino.

2) Taratura.

Il secondo problema da risolvere con i vibrator a risonanza, dopo quello della stabilizzazione del carico, è la valutazione delle tensioni di prova. A tale fine con il nostro vibratore si possono adottare due sistemi:

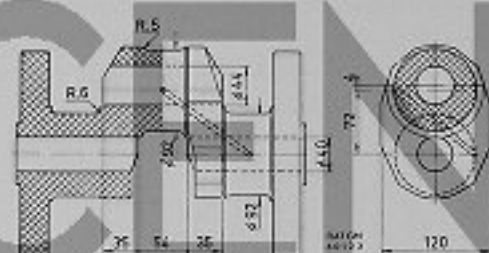
- la misura diretta delle tensioni mediante le strisce estensimetriche applicate sul provino;
- la misura dell'ampiezza di oscillazione che è funzione della tensione sul provino.

Il primo sistema non è difficile da attuare con l'impiego di oscilloscopi od oscillografi. La misura che si ottiene è però quella della tensione in un determinato punto del provino, tensione che, in linea generale, non coincide con quella nominale media, calcolata dividendo

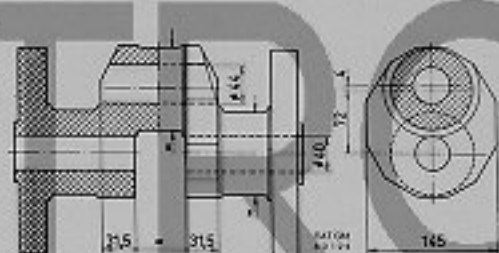
momento torcente per modulo resistente. Risulta infatti che, anche sulla parte cilindrica dei perni, la tensione non è distribuita uniformemente sulla circonferenza e questa distribuzione è a sua volta funzione della forma della manovella. Per rendere confrontabili i risultati ottenuti su modelli di forma diversa, conviene invece riferirsi alla tensione nominale. La valutazione di questa tensione

comparatore che rileva lo spostamento di una linguetta solidale con la flangia del provino. Con lo stesso comparatore si misura poi, nel corso della prova, l'ampiezza di oscillazione che, in base ai dati di taratura, corrisponde ad un certo momento torcente e quindi ad una certa sollecitazione nominale, in genere riferita al perno di manovella.

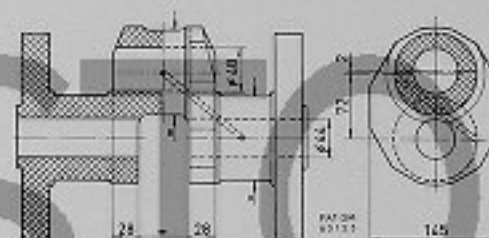
Come abbiamo detto in precedenza, sul quadro di



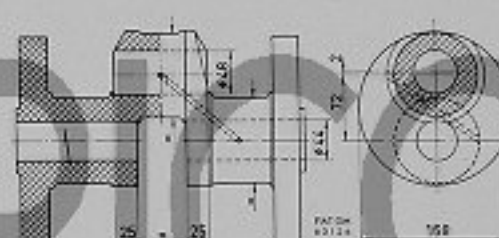
A₁: forma originale dell'albero tipo A



A₂: variante con maschetta più sottile e più larga e senza foro di lubrificazione

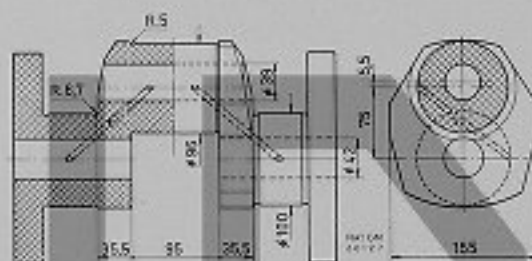


A₃: variante con maschetta ulteriormente assottigliata (larghezza maschetta come in A₁)



A₄: variante con maschette circolari, di spessore minimo rispetto ai tipi precedenti

Albero tipo A: albero a gomiti di motore a 4 tempi con cilindri in linea di 300 mm di diametro



B₁: forma originale dell'albero tipo B

Albero tipo B: albero a gomiti di motore a 4 tempi con cilindri a V di 230 mm di diametro (bielle affiancate)

Fig. 3 - Panorama dei modelli approntati per le prove (scala dei modelli 1 : 2).

può essere fatta in funzione dell'ampiezza di oscillazione, previa taratura statica. La taratura statica definisce infatti la legge che lega angolo, o ampiezza di torsione, al momento torcente.

Su ogni provino, pertanto, prima della prova, viene eseguita questa taratura, applicando un momento torcente noto tramite una forza agente sulla traversa. La corrispondente ampiezza di torsione è misurata mediante un

comando è pure disposto un milliamperometro su cui si legge, in unità convenzionali, il segnale delle strisce estensimetriche applicate sul provino. Le indicazioni di questo strumento sono quindi proporzionali all'ampiezza di oscillazione. Il confronto di queste letture con quelle della taratura statica non è però così immediato come avviene per l'ampiezza di oscillazione misurata con il comparatore. Lo strumento del quadro è infatti un milliampero-

metro c.c. In fase di taratura il segnale delle strisce, adeguatamente amplificato, viene direttamente immesso nello strumento. In fase di funzionamento, viceversa, il segnale, costituito da una corrente alterna, deve prima essere raddrizzato e filtrato. Il filtro ha una certa costante di attenuazione, di cui bisogna tener conto per il confronto fra letture statiche e dinamiche. La costante di attenuazione del filtro è nota, tuttavia riteniamo più preciso il confronto diretto delle ampiezze di oscillazione, misurate, come detto sopra, con il comparatore. L'indicazione del milliamperometro costituisce un controllo supplementare della regolarità di funzionamento del vibratore.

3) Tipi e caratteristiche manovelle.

I provini sono costituiti da modelli riproducenti in scala 1:2 le manovelle degli alberi a gomiti di due nostri motori a 4 tempi, il primo con cilindri in linea di 300 mm di diametro, il secondo con cilindri a V di 230 mm di diametro e bielle affiancate. Distingueremo i due tipi di alberi rispettivamente con A e B.

Dall'albero tipo A sono stati derivati quattro tipi di modelli, uno corrispondente alla forma originale dell'albero e tre con alcune varianti riguardanti soprattutto la forma e le dimensioni delle maschette. Dall'albero tipo B si è derivato un solo modello corrispondente alla forma originale.

Nella fig. 3 è riportato il panorama dei vari modelli, le cui caratteristiche distintive fondamentali sono le seguenti:

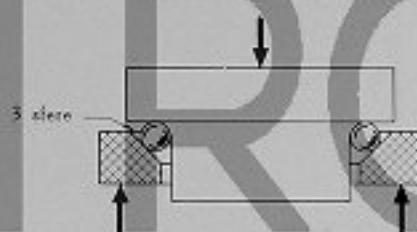
- modello tipo A_1 : forma originale dell'albero tipo A;
- modello tipo A_2 : variante con mascheretta più sottile e più larga e senza foro di lubrificazione;
- modello tipo A_3 : variante con mascheretta ulteriormente assottigliata (larghezza mascheretta come in A_2);
- modello tipo A_4 : variante con mascheretta circolare, di spessore minimo rispetto ai tipi precedenti;
- modello tipo B_1 : forma originale dell'albero tipo B.

Una serie di provini tipo A_1 costruiti senza foro di lubrificazione è servita, unitamente ai provini tipo A_2 , a studiare l'effetto della rullatura dei raccordi. Questo accorgimento si è reso necessario in quanto l'indebolimento costituito dal foro di lubrificazione avrebbe impedito di valutare gli eventuali vantaggi derivanti dalla rullatura.

La rullatura è stata eseguita secondo le modalità indicate in fig. 4, dove appaiono anche i risultati dei rilievi di durezza eseguiti su dei pezzi appositi rullati e sezionati. A rigore, i due raccordi $R = 5$ mm ed $R = 6$ mm, rispettivamente dei perni di manovella e di banco, avrebbero dovuto essere rullati con carichi proporzionali al quadrato dei raggi. Per il raccordo $R = 6$ mm è stato usato invece un carico proporzionalmente più elevato.

Ciò nonostante i risultati, cioè aumento superficiale di durezza e profondità di rullatura, sono quasi equivalenti nei due casi: gli aumenti superficiali di durezza risultano uguali al $50 \pm 60\%$, mentre la profondità di rullatura si aggira sui 3 mm.

Oltre ai rilievi su questi campioni, sono stati eseguiti dei rilievi sui raccordi dei provini rullati, sezionati dopo rottura. I risultati sono riportati nella stessa fig. 4.



Raggio del raccordo	(mm)	5	6
Raggio delle sfere	(mm)	4,75	5,5
Carico	(kg)	500	120
Velocità di rotazione	(giri/min)	120	1200

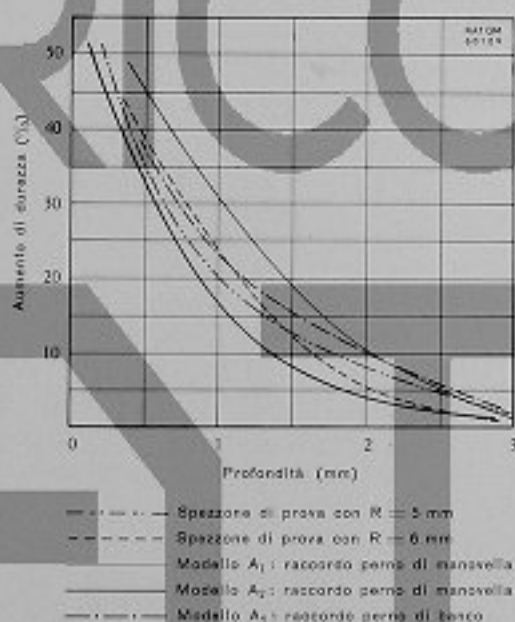


Fig. 4 - Modalità e risultati della rullatura dei raccordi.

Tutti i provini sono stati ricavati con sola lavorazione di utensile da billette sbazze quadre. Per quelli tipo A è stato usato acciaio C 20 normalizzato, per quelli tipo B acciaio C 40 normalizzato. Le caratteristiche meccaniche statiche sono state controllate su un certo numero di provini e sono riportate, unitamente ai risultati delle prove di fatica, nella tabella 2 di pag. 58.

4) Primi risultati qualitativi.

Le prime prove su cinque provini tipo A_1 e uno tipo A_8 , effettuate quando il vibratore non era ancora munito di un dispositivo di comando sufficientemente perfezionato, hanno fornito risultati significativi solo dal punto di vista qualitativo.

Infatti, a causa della instabilità di funzionamento, le tensioni sui provini oscillavano entro limiti troppo estesi per permettere la definizione numerica di un vero e proprio limite di fatica con la precisione necessaria in simile genere di prove.

In questo caso, ci limiteremo quindi a descrivere soltanto le modalità di rottura dei vari provini. Si precisa che tutte queste rotture sono avvenute per sollecitazioni mai

— 5° provino tipo A_1 : prime screpolature sullo sbocco del foro di lubrificazione del perno di banco, quindi screpolature a 0° e 45° del raccordo del perno di manovella; quest'ultima si è propagata attraverso alla mascheretta (fig. 8);

— provino tipo A_2 : prima screpolatura sullo sbocco del foro di lubrificazione del perno di banco; questa screpolatura non si è propagata nel corso della prova. Apparse in seguito altre screpolature nei raccordi come indicato nello schizzo di fig. 5. Contemporanee screpolature sullo sbocco del foro di lubrificazione del perno di manovella.

Da questi primi risultati si possono trarre le seguenti conclusioni, almeno qualitative.

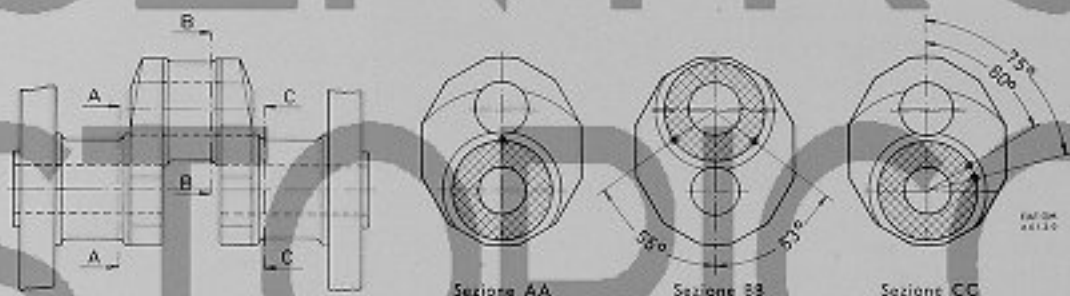


Fig. 5 - Posizione delle rotture verificatesi sul provino tipo A_1 .

superiori al $10 \div 15\%$ del limite di fatica e quindi per numeri di cicli abbastanza elevati.

Nella descrizione che seguirà, gli angoli citati per indicare le posizioni di rottura nei raccordi, sia dei perni di banco che di manovella, sono da intendersi misurati come nel caso della fig. 5.

- 1° provino tipo A_1 : rottura iniziata a 125° nel raccordo del perno di manovella e propagatasi da una parte attraverso la mascheretta e dall'altra sul perno fino al foro di lubrificazione (fig. 6);
- 2° provino tipo A_1 : rottura simile alla precedente;
- 3° provino tipo A_1 : prime screpolature apparse sugli sbocchi del foro di lubrificazione sia del perno di banco che di manovella; prima che queste si propagassero oltre $5 \div 6$ mm di lunghezza, è apparsa una lesione estesa attraverso la mascheretta, identica alle precedenti, ma dalla parte opposta del foro di lubrificazione (fig. 7);
- 4° provino tipo A_1 : prime screpolature sugli sbocchi del foro di lubrificazione; quindi screpolature attorno ad un angolo di 0° sia del perno di banco che di manovella;

Spesso le prime screpolature si iniziano sugli sbocchi del foro di lubrificazione; queste però, dopo essersi propagate per pochi millimetri, entrano in una fase di stasi. Le successive lesioni nei raccordi dei perni di manovella o di banco si estendono invece più rapidamente e danneggiano profondamente il provino.

Sulla maggior parte dei provini tipo A_1 le rotture si sono iniziate nei raccordi del perno di manovella, che è risultato quindi più vulnerabile del perno di banco. Tuttavia la situazione non deve essere molto differente, se in un caso (4° provino tipo A_1) si sono lesionati contemporaneamente i raccordi dei perni di manovella e di banco.

Sul raccordo del perno di manovella, inoltre, le varie rotture non sono localizzate in un punto definito, ma possono indifferentemente formarsi in una qualsiasi posizione di un arco di 240° , a cavallo del piano di mezzeria.

Dal punto di vista della fatica, la situazione dovrebbe essere quindi abbastanza uniforme in tutto questo settore e probabilmente la formazione delle rotture in una zona piuttosto che in un'altra è determinata da leggere differenze nelle caratteristiche locali del materiale.

5) Risultati numerici.

Con il nuovo comando stabilizzato sono stati sperimentati 8 provini e precisamente:

- tre provini tipo A_1 senza foro di lubrificazione, di cui uno con i raccordi rullati;
- due provini tipo A_2 , di cui uno con i raccordi rullati;
- un provino tipo A_3 ;
- due provini tipo B_1 .

Le prove sono state condotte secondo le modalità più opportune per definire, con la massima precisione possibile, i limiti di fatica, pur disponendo soltanto di uno o due provini per tipo. Su ogni provino, i cicli di prova sono sempre stati iniziati con carichi sicuramente inferiori al limite di fatica, mantenendo bassi gli incrementi di carico fra due cicli successivi, per restringere il campo di indeterminazione della resistenza limite.

I risultati dettagliati delle prove sono raccolti nella tabella 2 di pag. 58, più concisamente, nella tabella 1, sono riportati i limiti di fatica approssimati.

Modello tipo A_1 senza foro di lubrificazione . . .	+ 7,1
Modello tipo A_1 senza foro di lubrificazione e con raccordi rullati	+ 10,1
Modello tipo A_2 (senza foro di lubrificazione) . . .	+ 7,7
Modello tipo A_2 con raccordi rullati (senza foro di lubrificazione)	+ 10,4
Modello tipo A_3	+ 7,2
Modello tipo B_1	+ 7,2

Tabella 1 - Limiti di fatica a torsione riferiti al perno di manovella (kg/mm²).

Da questi risultati si desume che i limiti di fatica dei modelli tipo A non sono sostanzialmente diversi al variare della forma, almeno nell'ambito delle forme da noi sperimentate. Infatti le differenze risultanti fra i diversi casi sono troppo piccole per poter essere sicuramente interpretate come conseguenza delle varianti di forma, potendo viceversa essere dovute alla inevitabile dispersione dei risultati delle prove di fatica. Se dopo questi primi risultati si volesse determinare con sicurezza le effettive, se pur piccole, differenze che esistono fra i modelli di forma diversa, si dovrebbe aumentare il numero delle prove, fino ad avere dati sufficienti per impostare un confronto di carattere statistico. Dal punto di vista pratico, però, le differenze non dovrebbero essere di grande rilievo.

Così pure non si nota differenza apprezzabile fra la resistenza dei modelli tipo A e B; la forma dei modelli tipo B, tenuto conto delle superiori caratteristiche statiche del materiale, dovrebbe quindi essere alquanto più sfavorevole di quella dei modelli tipo A.

A parte le valutazioni quantitative, una differenza di

comportamento fra i diversi modelli è messa in evidenza dalle modalità di rottura. Infatti sui modelli con mascheretta stretta, nella maggior parte dei casi, la rottura si propaga dal raccordo attraverso la mascheretta, mentre nei tipi a mascheretta più larga, anche se di spessore ridotto, le rotture iniziate nel raccordo si estendono sui perni, lasciando intatte le mascherette. Così su 6 degli 8 provini tipo A_1 (ivi compresi quelli della prima serie), le rotture si sono estese attraverso la mascheretta, mentre i provini con mascheretta a larghezza maggiorata (tipo A_2 , A_3 e A_4) hanno avuto rotture propagate solo sui perni.

Una caratteristica tipica delle rotture attraverso le mascherette è la rapidità di propagazione. Infatti, in un primo tempo, malgrado l'osservazione frequente dei provini nel corso delle prove, non era stato possibile cogliere una di queste rotture in fase di propagazione, ma solo quando erano estese all'intero spessore della mascheretta. Ciò lasciava dei dubbi sulla precisa posizione di inizio delle rotture, anche perché incerte erano le indicazioni deducibili dall'aspetto delle superfici di frattura. Solo su uno degli ultimi provini si riuscì a scoprire la prima lesione limitata al raccordo del perno di manovella, avanti che si propagasse alla mascheretta, ottenendo così una prova del reale processo di formazione di queste rotture. A conferma di questa osservazione, sta il fatto che la rullatura dei raccordi non avrebbe sortito alcun effetto se l'inizio delle rotture fosse avvenuto, per regola, in posizione diversa dai raccordi.

Decorso eccezionalmente lento, invece, hanno le rotture che si innescano negli sbocchi dei fori di lubrificazione. Questo era già stato constatato sui provini della prima serie, in cui spesse volte le prime lesioni sui fori di lubrificazione non si estendevano oltre pochi millimetri di lunghezza, dando così il tempo ad altre lesioni, apparse altrove, di propagarsi molto più estesamente. Così sul provino tipo A_4 , della seconda serie di prove, la rottura partita dallo sbocco del foro del perno di banco ha impiegato oltre 15 milioni di cicli per propagarsi a tutto il perno.

Comunque sia, i fori di lubrificazione costituiscono un punto debole che rende inutile qualsiasi altro accorgimento per aumentare sensibilmente la resistenza a fatica degli alberi.

Ignorando la presenza dei fori, il più efficace di questi accorgimenti, certamente superiore a tutte le possibili varianti e perfezionamenti di forma, è la rullatura dei raccordi. Sui modelli tipo A_1 e A_2 con i raccordi rullati si sono ottenuti degli aumenti della resistenza a fatica, rispetto agli analoghi modelli con raccordi non rullati, rispettivamente del 42 e 36 %. Per poter sfruttare appieno i vantaggi della rullatura, occorrerebbe però, come detto, evitare l'indebolimento causato dai fori di lubrificazione.



Fig. 6 - 1° provino tipo A₁: rottura iniziata nel raccordo del perno di manovella e propagatasi prima attraverso la maschetta e poi sul perno fino al foro di lubrificazione.

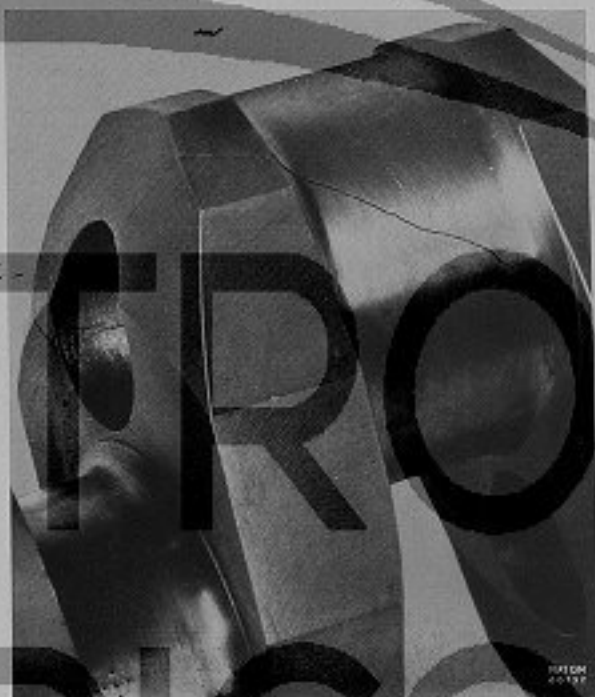


Fig. 7 - 3° provino tipo A₁: rottura iniziata nel raccordo del perno di manovella e propagatasi prima attraverso la maschetta e poi sul perno dalla parte opposta del foro di lubrificazione.



Fig. 8 - 5° provino tipo A₁: inizi di rottura in varie zone del raccordo del perno di manovella; una di queste rotture si è propagata attraverso la maschetta.



Fig. 9 - Provino tipo A₂: rottura iniziata nel punto inferiore del raccordo del perno di manovella e propagatasi in due direzioni simmetriche sul perno.



Fig. 10 - Provvino tipo A₂ con raccordi rollati: rottura iniziata nel punto superiore del raccordo del perno di banco e propagatasi in due direzioni simmetriche sul perno.



Fig. 11 - Provvino tipo A₁: rottura iniziata sullo sbocco del foro di lubrificazione del perno di banco e propagatasi, molto lentamente, su tutto il perno.



Fig. 12 - 1° provvino tipo B₁: rottura iniziata sullo sbocco di un foro di lubrificazione del perno di manovella; altre rotture in posizioni varie del raccordo dello stesso perno.

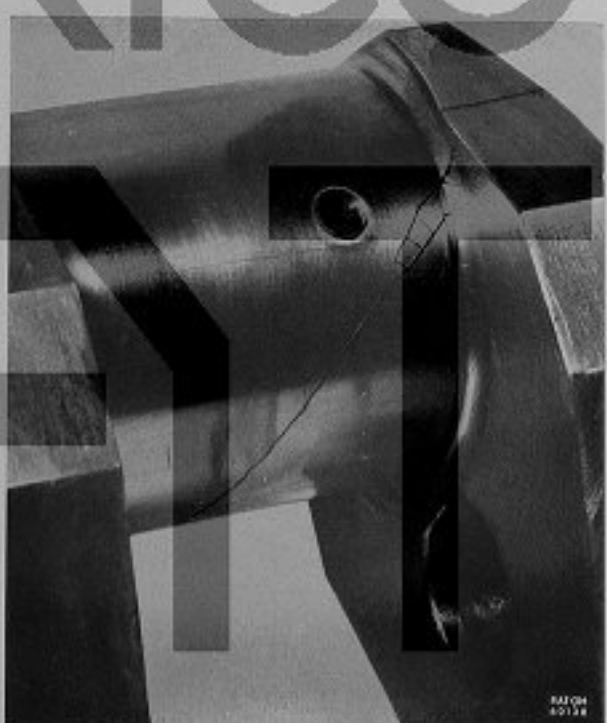


Fig. 13 - 2° provvino tipo B₁: rottura iniziata nel raccordo del perno di manovella e propagatasi prima attraverso la mascherella e poi sul perno, senza interessare il foro di lubrificazione.

PROVINO	Caratteristiche statiche			Prove di fatica		OSSERVAZIONI						
	R	S	A _s	Sollecitazione nominale a torsione alterna sul perno di manovella kg/mm ²	Numero cicli							
							kg/mm ²	kg/mm ²	%			
tipo	kg/mm ²	kg/mm ²	%	kg/mm ²								
Provinci modello A ₁	1° provino A ₁ senza foro di lubrificazione			6,1	27.000.000 NR	* Rottura iniziata a 120° nel raccordo del perno di manovella e propagata attraverso la maschetta						
				6,5	6.000.000 NR							
				7,1	8.000.000 NR							
				7,8	800.000 R *							
	2° provino A ₁ senza foro di lubrificazione			6,2	10.200.000 NR	* Nessuna rottura dopo 10 milioni di cicli all'esame con liquidi penetranti. A 15 milioni rottura a 0° nel raccordo del perno di manovella						
				6,85	10.000.000 NR							
				7,45	11.000.000 NR							
				8,1	15.000.000 R *							
	provino A ₁ senza foro di lubrificazione e con raccordi rollati	53,5	30,5	32,-	7,1	8.000.000 NR	* Rottura iniziata a 120° nel raccordo del perno di manovella e propagata attraverso la maschetta					
					7,7	7.500.000 NR						
					8,4	9.500.000 NR						
					9,25	9.000.000 NR						
Provinci modello A ₂	provino A ₂ (senza foro di lubrificazione)	52,-	29,3	27,6	10,1	10.000.000 NR	* Rottura a 0° nel raccordo del perno di manovella, propagata in due direzioni simmetriche sul perno (vedi fig. 9).					
					7,7	7.500.000 NR						
					8,4	9.500.000 NR						
					9,25	9.000.000 NR						
	provino A ₂ con raccordi rollati	53,5	30,5	28,6	10,1	10.000.000 NR	* Rottura a 0° nel raccordo del perno di banco, propagata in due direzioni simmetriche sul perno (vedi fig. 10)					
					7,7	7.500.000 NR						
					8,4	9.500.000 NR						
					9,25	9.000.000 NR						
	provino A ₂ (senza foro di lubrificazione)	53,5	30,5	28,6	10,4	10.000.000 NR	* Rottura a 0° nel raccordo del perno di banco, propagata in due direzioni simmetriche sul perno (vedi fig. 10)					
					11,5	4.500.000 R *						
					Provinci modello A ₃	52,-		29,3	31,2	5,8	10.500.000 NR	* Rottura iniziata sullo sbocco del foro di lubrificazione del perno di banco. Dopo altri 15 milioni di cicli, rottura propagata a tutto il perno (vedi fig. 11).
										6,4	9.000.000 NR	
7,2	11.000.000 NR											
8,-	7.500.000 R *											
Provinci modello B ₁	1° provino B ₁	65,-	35,7	24,-	5,9	9.500.000 NR	* Rottura iniziata sullo sbocco di un foro di lubrificazione del perno di manovella. Dopo altri 5 milioni di cicli, estesa la rottura precedente ed iniziata altre nel raccordo del perno di manovella (vedi fig. 12).					
					6,5	10.000.000 NR						
					7,2	11.000.000 NR						
					7,75	7.500.000 R *						
	2° provino B ₁	63,5	34,3	24,8	5,9	9.500.000 NR	* Rottura a 90° nel raccordo del perno di manovella. Dopo altri 500.000 cicli, iniziate due screpolature nello stesso raccordo, ma in posizione simmetrica. Una di queste screpolature si è propagata in seguito attraverso la maschetta (vedi fig. 13).					
					6,5	9.500.000 NR						
					7,2	10.500.000 NR						
					7,7	2.500.000 R *						

— Gli angoli sono misurati come nel caso della fig. 5. — NR: provino non rotto - R*: provino rotto.

Tabella 2 - Risultati dettagliati delle prove di fatica a torsione eseguite sul vibratore con comando stabilizzato.

6) Rilievi con tensovernici.

Mediante la tecnica delle tensovernici si è proceduto al rilievo dello stato tensionale di due modelli, sottoposti a torsione statica sul vibratore. I rilievi sono stati eseguiti sui seguenti modelli:

- modello tipo A₁ senza foro di lubrificazione,
- modello tipo B₁.

Per questi rilievi si è seguito il solito procedimento di aumentare gradatamente il carico, e quindi la sollecitazione sui pezzi, localizzando le posizioni in cui il

tensione delle vernici con i momenti statici applicabili sul vibratore.

Nelle figg. 14 e 15 si hanno due esempi di screpolature apparse nei raccordi; esse sono tutte parallele ed inclinate di 45° rispetto all'asse dei perni, secondo l'andamento tipico delle tensioni principali massime provocate dalla torsione. Naturalmente le screpolature si sono manifestate solo in direzione di una delle due tensioni principali massime e cioè normalmente alla tensione positiva.

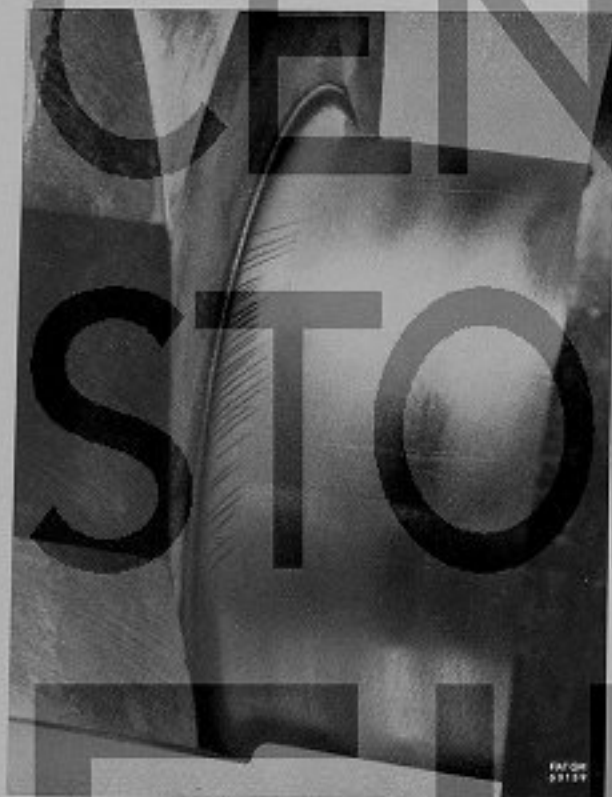


Fig. 14 - Provvino tipo A₁: esempio di screpolature apparse sulla tensovernica nel raccordo del perno di banco.



Fig. 15 - Provvino tipo B₁: esempio di screpolature apparse sulla tensovernica nel raccordo del perno di manovella.

graduale manifestarsi delle screpolature denotava il raggiungimento della soglia di tensione della vernice.

I risultati ottenibili con la tecnica delle tensovernici hanno, notoriamente, solo carattere approssimato dal punto di vista delle valutazioni numeriche; si può invece fare sicuro affidamento sulle indicazioni riguardanti la distribuzione relativa delle tensioni. Nel presente caso, per altro, si è cercato di migliorare l'approssimazione dei risultati, effettuando più prove su ogni modello ed assumendo come criterio di controllo la ripetibilità dei risultati.

I rilievi sono stati limitati alle zone maggiormente sollecitate, dove era possibile raggiungere la soglia di

Una delle singolarità più interessanti rilevate in queste prove è l'asimmetria della distribuzione circonferenziale di tensione nei raccordi. Applicando un momento torcente in un solo senso, risulta infatti, per tutti i modelli, una zona di massima concentrazione spostata rispetto al piano di mezz'ora che passa per gli assi dei perni di manovella e di banco. Questo spostamento avviene sempre in quadranti alterni per i due raccordi del perno di manovella (fig. 16). La stessa cosa si ripete per le tensioni nei raccordi dei perni di banco.

Naturalmente, tale asimmetria sussiste soltanto per le sollecitazioni statiche provocate da momenti torcenti unidirezionali. Allorché, come succede per le vibrazioni

torsionali, questi momenti si succedono a senso alterno, si ristabilisce la simmetria delle sollecitazioni, intese come ampiezze di escursione, rispetto al piano di mezzeria. Risulta ancora che, per il calcolo del coefficiente di concentrazione delle tensioni dovute a vibrazioni torsionali,

i minimi momenti necessari a provocare le prime screpolature nei raccordi del perno di manovella ed i massimi momenti applicati, risulta che il coefficiente di concentrazione dei fori dovrebbe essere inferiore di almeno il 40% al valore massimo riscontrato nei raccordi del perno di manovella.

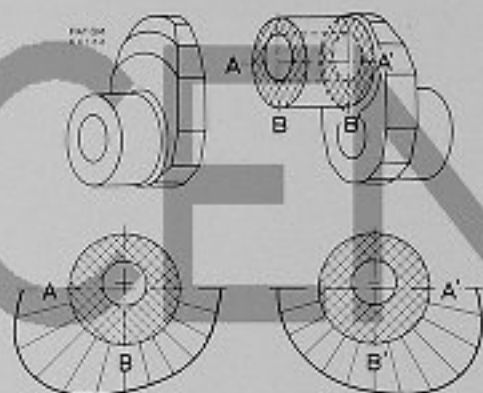


Fig. 16 - Tipica distribuzione delle tensioni nei raccordi del perno di manovella.

occorrerà tener conto non della tensione provocata da un certo momento torcente, ma dell'escursione totale corrispondente alla successione di due momenti di verso opposto.

Descriveremo ora quanto constatato sui due modelli.

— **Modello tipo A₁, senza foro di lubrificazione.** — Le sollecitazioni si distribuiscono nei raccordi del perno di manovella come risulta dal grafico di fig. 17a, dove sono diagrammati i coefficienti di concentrazione rispetto alla tensione nominale sul perno di manovella. Per questo diagramma e il successivo, valgono le considerazioni fatte circa il carattere indicativo dei dati numerici. La massima concentrazione è spostata di 45° rispetto al piano di mezzeria. Spostamento pressoché uguale risulta nei raccordi dei perni di banco. Nei limiti dell'approssimazione consentita dalle tensorvernici, non è stata rilevata alcuna differenza fra i massimi di tensione sui perni di manovella e di banco.

— **Modello tipo B₁.** — La distribuzione delle tensioni è riportata nella fig. 17b. Risulta un massimo spostato di 70° ÷ 80° dal piano di mezzeria, quindi di più che nel modello precedente. Sui raccordi del perno di banco si hanno tensioni più basse, come è logico, per il maggiore diametro del perno. Sugli sbocchi dei fori di lubrificazione di questo modello non si sono manifestate screpolature, nemmeno ai massimi momenti torcenti applicati. Dal rapporto tra

7) Confronto fra i risultati delle prove di fatica e i rilievi con tensorvernici.

Sui provini tipo A₁ le rotture di fatica nei raccordi del perno di manovella si sono distribuite come risulta dalla fig. 18.

Le prime lesioni avvengono, preferenzialmente, in una posizione a 120° dal piano di mezzeria, dove, viceversa, in base ai rilievi tensormetrici, risulta un coefficiente di concentrazione più basso che nel quadrante sottostante.

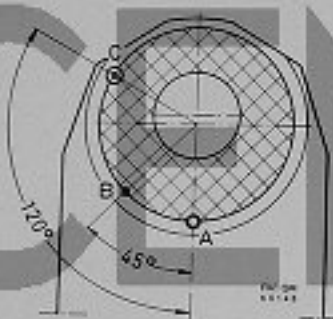


Fig. 17 - Coefficienti di concentrazione delle tensioni nei raccordi dei perni di manovella di due tipi di modelli, in base ai rilievi con le tensorvernici.

Questa discordanza tra prove di fatica e rilievi tensormetrici può essere spiegata supponendo che le tensioni esistenti in superficie non siano determinanti e che, ai fini della resistenza a fatica, abbiano importanza anche altri fattori, come ad esempio la distribuzione delle tensioni in profondità. Ad esempio, può succedere che alle massime tensioni superficiali siano associati alti gradienti di tensione e viceversa. In base alla teoria secondo cui gli elevati gradienti di tensione sono favorevoli alla resistenza a fatica, potrebbero quindi spiegarsi le rotture

avvenute fuori dalle zone di massima concentrazione superficiale.

Dalle prove di fatica risulta inoltre che i perni di manovella dei vari modelli tipo A sono in condizione più critica dei perni di banco; anche questo è in contraddizione con i risultati dei rilievi tensiometrici, in base



A - Rotture su 2 provini B - Rotture su 1 provino
C - Rotture su 5 provini

Fig. 18 - Provisi tipo A: riepilogo di tutte le rotture iniziate nei raccordi del perno di manovella.

ai quali la situazione dei due perni è quasi equivalente. In questo caso può darsi che sussista una differenza fra perno di manovella e perno di banco, ma che le tensovernici non siano abbastanza sensibili per rivelarla.

Passando al modello tipo B₁, si riscontra una discreta concordanza fra prove di fatica e rilievi tensiometrici, per quanto riguarda la distribuzione delle tensioni nei raccordi del perno di manovella. Infatti le rotture sono avvenute tutte nel quadrante inferiore, dove le escursioni di tensione si mantengono su un valore massimo uniforme.

Una discordanza notevole si ha, invece, per i fori di lubrificazione. In base ai rilievi tensiometrici non si dovrebbero mai verificare rotture su questi fori; il fatto che ciò non avvenga può essere spiegato come segue. Esiste una differenza sostanziale fra lo stato tensionale nei raccordi e quello sul bordo dei fori di lubrificazione. Nei raccordi, come sulla superficie cilindrica dei perni, la torsione provoca uno stato di tensione bidimensionale, cioè in ogni punto le due tensioni principali sono sempre

diverse da zero. Sul bordo dei fori, invece, lo stato di tensione è unidirezionale, non potendo sussistere che una tensione tangenziale ai fori stessi. Certamente ai fini della resistenza a fatica le due condizioni non sono equivalenti, anche a parità di tensione massima. Per la stessa ragione, può darsi che non siano perfettamente paragonabili le indicazioni delle tensovernici nei due casi.

8) Conclusione.

1°) Sui modelli tipo A si è notato che la forma e le dimensioni delle maschette hanno un certo effetto sulle modalità di rottura; come resistenza a fatica, però, la situazione non risulta sostanzialmente diversa nei vari casi. Dovendo scegliere fra diversi tipi di maschette, ai fini della resistenza globale dell'albero, converrà dare la preferenza al tipo avente il massimo momento resistente a flessione.

2°) Su tutti i modelli da noi sperimentati, il coefficiente di concentrazione a fatica è risultato pressoché identico sugli sbocchi dei fori di lubrificazione e nei raccordi fra perni e maschette. Qualsiasi miglioramento della forma di questi alberi diventa quindi inutile, se non si può contemporaneamente limitare l'indebolimento provocato dai fori di lubrificazione.

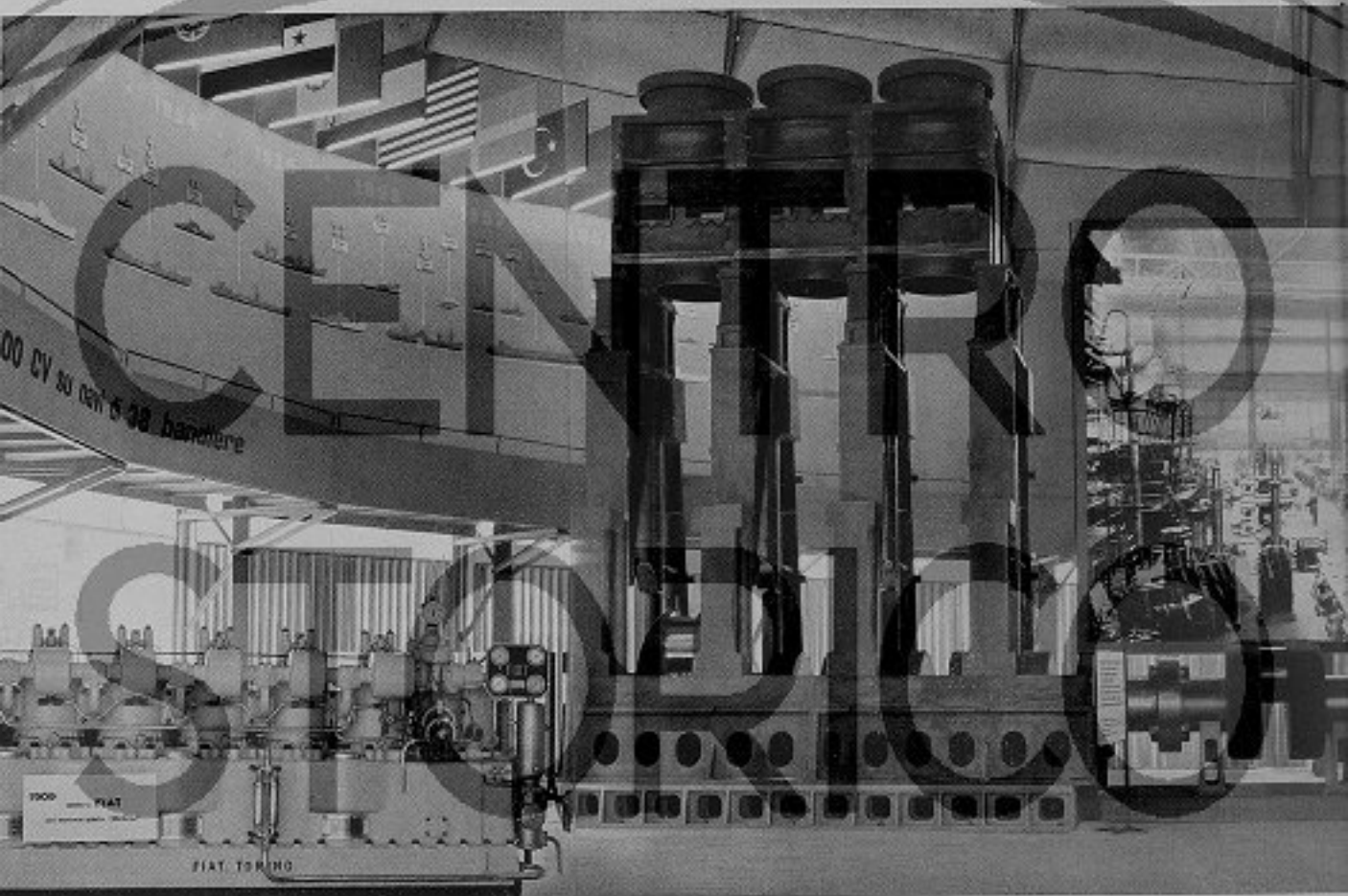
3°) La rullatura dei raccordi dei perni migliora nettamente la resistenza a fatica. Per i due tipi di modelli con raccordi rullati e senza fori di lubrificazione, l'aumento della resistenza è stato dell'ordine del 40 % rispetto agli analoghi modelli non rullati.

4°) I limiti di fatica dei modelli tipo A e B sono pressoché identici. Tenuto conto delle superiori caratteristiche statiche del materiale dei provini tipo B, si deve concludere che questa forma d'albero è leggermente più sfavorevole del tipo A.

5°) Fra rilievi tensiometrici e risultati delle prove di fatica non esiste sempre una piena corrispondenza; ciò consiglia una certa cautela nell'uso dei primi per la previsione teorica dei secondi.

Dott. Ing. ALFREDO PASETTI

38° FIERA DI MILANO - APRILE 1960
50 ANNI FIAT NELLA PROPULSIONE NAVALE



FIAT



50 anni FIAT nella propulsione navale

La Fiera di Milano è stata quest'anno per la FIAT un'ottima occasione per presentare su di un piano più ampio, e diciamo pure divulgativo, le realizzazioni effettuate dai suoi Tecnici nel campo dei motori navali di grande potenza, realizzazioni che già erano state presentate e commentate ad un settore più ristretto, ma più specializzato, di Tecnici e di Armatori, durante il Convegno Internazionale indetto a Torino dalla FIAT - Divisione Mare nell'ottobre 1959, per la celebrazione del primo cinquantenario di attività dello Stabilimento Grandi Motori.

Il tema dell'esposizione è stato "50 anni FIAT nella propulsione navale", ed in aderenza a questo sono state presentate gloriose realizzazioni del passato, attuali realizzazioni di avanguardia e progetti di future attività.

La rassegna storica delle principali tappe raggiunte nel mezzo secolo di attività della Grandi Motori era compendata in una fascia, estesa per quasi tutta la circonferenza della cupola nell'interno del padiglione FIAT, sulla quale erano rappresentate le sagome dei motori più significativi e i profili delle navi più rappresentative azionate da motori di nostra costruzione, realizzati a partire dal 1909. Trentotto bandiere delle Marine Militari e Mercantili nostre Clienti sormontavano la fascia e conferivano al padiglione un carattere di internazionalità.

Il posto d'onore era riservato all'ultimo, impegnativo frutto dell'attività progettuale nel campo dei motori per propulsione navale: il motore 900 S (diametro del cilindro: 900 mm - corsa degli stantuffi: 1.600 mm - a due tempi, semplice effetto, sovralimentato).

Nel padiglione, di fronte all'ingresso, in centro, avendo come sfondo una diapositiva a colori di 12 metri di base per 7 di altezza, rappresentante la Sala Prove Motori del nostro Stabilimento di Torino, erano esposte alcune parti fondamentali del primo motore di questo tipo, a 2 cilindri, attualmente in avanzato corso di fabbricazione per una motocisterna da 38.000 l.d.w. Questa macchina, descritta in dettaglio in altra parte del presente Bollettino, è una dei più grandi motori Diesel costruiti nel mondo e sarà seguita da varie altre della stessa classe già ordinati ed in costruzione sia presso le nostre Officine di Torino sia presso i nostri Licenziatari.



Le dimensioni ed il peso degli organi presentati possono fornire una idea dell'imponenza dei motori di questa classe: il tronco a 5 manovelle dell'albero motore è lungo oltre 9 m e pesa 75 t; l'albero completo è lungo circa 17 m e pesa 130 t; lo stantuffo completo di asta è alto più di 4 m e pesa oltre 5 t; il peso complessivo degli organi in movimento, per ogni singolo cilindro, è approssimativamente di 11 t; il motore completo avrà un peso di circa 800 t.

Abbiamo già detto che in altra parte del presente Bollettino sono riportate notizie dettagliate sulle caratteristiche tecniche dei motori 900 S. Riteniamo tuttavia opportuno ricordare anche qui le prestazioni

eramente eccezionali ottenute a conclusione del severo ciclo di prove di messa a punto, effettuate al banco sul bicilindro sperimentale. I 3.000 Cv/cilindro raggiunti e superati come potenza massima in tali prove, rappresentano un limite sino ad oggi mai raggiunto da un cilindro funzionante a ciclo Diesel, 2 tempi, a semplice effetto.

Se questo motore di dimensioni eccezionali, progettato essenzialmente per applicazioni mercantili, era destinato ad essere il richiamo più appariscente del padiglione, non meno interessante dal lato tecnico è stata la presentazione, in quell'ambiente, di due realizzazioni notevoli nel settore dei motori più leggeri e veloci: il motore 2C-116, considerato come uno dei primi motori a due tempi, costruito cinquant'anni fa, avente valore tecnico-storico perchè realizzato in anni ormai lontani per sommergibili della Marina Militare Italiana; un apparato bimotores con motori speciali, a quattro tempi, a forte sovralimentazione, tipo 3012 RSS,



pure destinato alla propulsione di alcune nuove Unità della Marina Militare Italiana. L'aver posto di fronte l'una all'altra queste due realizzazioni ha reso possibile ai profani ed ai Tecnici che hanno visitato il padiglione FIAT, un confronto diretto di due motori che caratterizzano due epoche tecniche, oltre che storiche.

Il vecchio e glorioso motore tipo 2C-116, che con un gemello formò l'apparato motore da 600 Cv complessivi del Sommersibile "MEDUSA", (*), rifletteva nelle sue strutture esterne ed ancor più nelle caratteristiche tecniche dei suoi meccanismi, una ricerca di semplicità e funzionalità quale ancora, nell'opinione dei competenti, si può trovare in tutti i motori moderni di nostra progettazione. Il gruppo di propulsione con due motori tipo 3012 RSS, collegati su di un unico riduttore di costruzione Tosi, costituente la metà di un apparato motore da 16.800 Cv di nuove Unità della Marina Militare Italiana, rappresentava invece un notevole richiamo tecnico alle possibilità che oggi si sono raggiunte nel campo degli apparati motori leggeri a 4 tempi, fortemente sovralimentati, di dimensioni e peso ridotti, di notevole potenza, non disgiunta

(*) Questo sommergibile fu affondato in azione bellica nell'Adriatico durante la 1^a Guerra Mondiale (1915-1918) e recuperato nel 1958. I due motori che costituivano l'apparato di propulsione furono acquistati dalla FIAT Grandi Motori che ne donò uno al Museo Nazionale della Scienza e della Tecnica "Leonardo da Vinci", di Milano. L'altro esemplare, che sarà da noi conservato come ricordo e simbolo, è quello esposto nel padiglione della Fiera.

Documentazione fotografica di visite al padiglione FIAT da parte di personalità e delegazioni straniere



Mr. Zellerbach, Ambasciatore U.S.A. a Roma



Commissione Brasiliana guidata da Mr. Arizio Viana



Delegazione Francese guidata dall'Ambasciatore Gaston Palewski



Mr. Nicolai Smirnov, Sindaco di Leningrado



Commissione Jugoslava guidata dal Ministro Sergej Kroljer



Mr. Driss Debbagh, Ambasciatore del Marocco a Roma

da caratteristiche elevate di sicurezza di esercizio e facilità di condotta e di manutenzione. Le caratteristiche di questi motori sono già state riportate nel numero 3/4 1959 del nostro Bollettino.

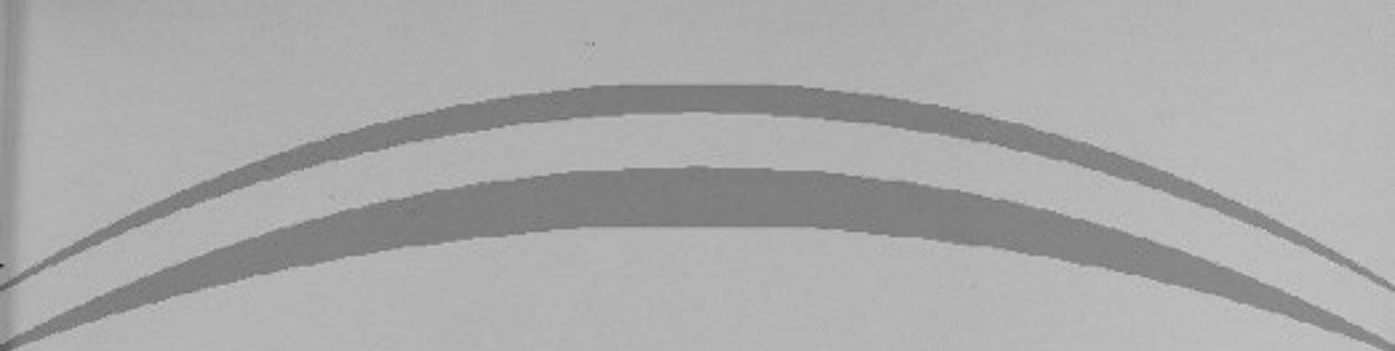
A completare il quadro della produzione passata e recente della FIAT Grandi Motori, nel padiglione, oltre ai pezzi reali ed ai motori veri, erano esposti alcuni modelli dei principali tipi di motori costruiti nel periodo 1949-1958, tra i quali quello del motore 7512 S da 17.500 Cv di potenza massima (12 cilindri - diametro dei cilindri: 750 mm - corsa degli stantuffi: 1.320 mm - a due tempi, semplice effetto, sovralimentato) al quale è stata recentemente assegnata la medaglia d'oro dell'AN.I.A.I. (Associazione Nazionale Ingegneri e Architetti Italiani) per la più meritevole realizzazione nel campo della meccanica nel periodo 1952-1958.



Lo sguardo al futuro, in un particolare settore dell'attività della FIAT-Divisione Mare, era affidato ad un complesso di quadri murali, fotografie, pannelli luminosi, illustranti sia il progetto di un apparato motore nucleare per una supercisterna da 47.000 t.d.w., elaborato in collaborazione dall'Ansaldo e dalla FIAT, sia il reattore nucleare di tipo sperimentale già funzionante a Saluggia presso il Centro della SORIN, Società nella quale la FIAT e la Montecatini si sono collegate per collaborare nel settore degli studi e delle applicazioni dell'energia nucleare.

Se dovessimo giudicare dal numero e dal livello dei visitatori che nei 16 giorni della Fiera si sono succeduti nel padiglione FIAT, potremmo affermare che il tema "50 anni FIAT nella propulsione navale", ha raggiunto il duplice scopo per il quale era stato scelto: ricordare un giubileo di attività nel settore "Mare"; presentare le realizzazioni di primo ordine che i nostri Tecnici hanno concretato in un campo che per la FIAT è una bandiera, forse poco nota alla folla, ma certo non meno interessante ed impegnativa di quella dei settori Terra e Cielo che completano il trinomio simbolico dell'attività di questa nostra grande Azienda.

L. T.

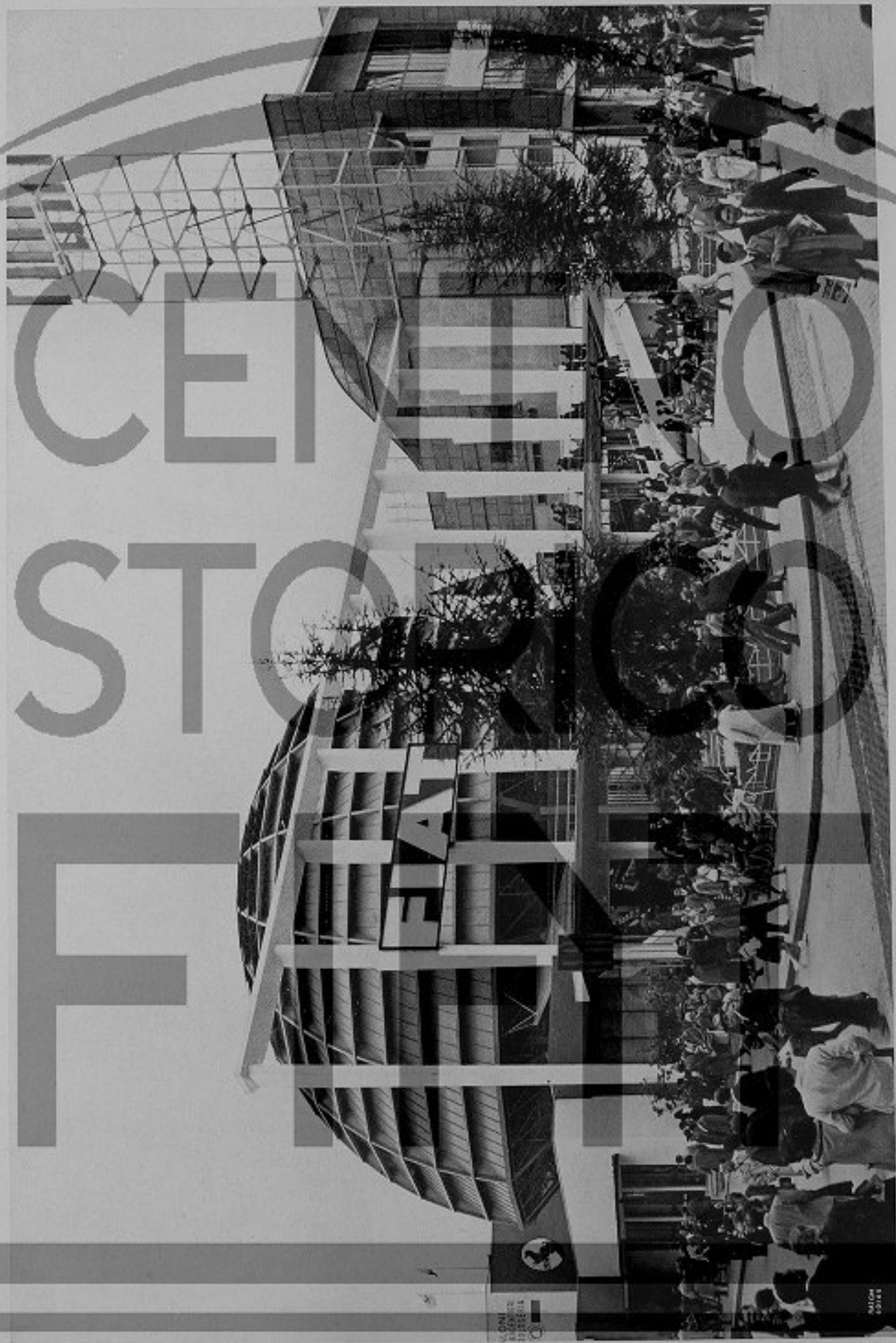


CENTRO STORICO FIAT

Pubblicazione trimestrale - Direttore Responsabile: Dott. Ing. LUCIANO TRABUCCO

Registrato al Tribunale di Casale Monferrato in data 16 Marzo 1955 con il N. 49

Spedizione in abbonamento postale - Gruppo IV



38^a Fiera di Milano, Aprile 1960 - "50 ANNI FIAT NELLA PROPULSIONE NAVALE."