

FIAT STABILIMENTO GRANDI MOTORI

VOL. XII - N. 2

BOLLETTINO TECNICO

APRILE - GIUGNO 1959



Motore FIAT C 769 S da 10.800 Cv - Testate e turbosoffianti di sovralimentazione.
La FIAT Grandi Motori costruisce, su licenza Brown-Boveri, le turbosoffianti di sovralimentazione per tutti i suoi motori di medio e grande diametro.

CENTRO

Contributo allo studio delle vibrazioni assiali dell'albero
a gomiti dei motori Diesel

Dot. Ing. Alberto Guglielmotti Pag. 33

STORICO

Le tre nuove motonavi tipo "Bernina", della Soc. Adriatica
di Navigazione

Pag. 58

FIAT



CONTRIBUTO ALLO STUDIO DELLE VIBRAZIONI ASSIALI DELL'ALBERO A GOMITI DEI MOTORI DIESEL

L'articolo tratta il problema delle vibrazioni assiali dell'albero a gomiti dei motori Diesel, con particolare riguardo alla possibilità di prevedere il comportamento di un impianto in sede di progetto. Viene presentato un metodo di calcolo, analogo a quello utilizzato in problemi simili e basato su alcuni coefficienti sperimentali ricavati da una serie di rilievi eseguiti recentemente su un certo numero di motori FIAT, a due tempi, di grandi dimensioni. Si accenna in particolare allo stato attuale delle nostre conoscenze, riportando i risultati raggiunti anche da altri ricercatori, e si indicano i punti che richiedono uno studio più accurato ed ulteriori ricerche sperimentali.

Vengono descritti infine i metodi con i quali si possono limitare gli effetti delle vibrazioni assiali ed i risultati ottenuti su motori funzionanti a bordo ed al banco di prova mediante l'applicazione di un particolare smorzatore di vibrazioni.

1) Generalità sulle vibrazioni assiali degli alberi a gomiti e degli organi ad essi collegati.

L'albero a gomiti di un motore Diesel e gli organi ad esso collegati (ad esempio: volano, linea d'assi, elica), costituiscono un sistema elastico che è in grado di vibrare, se opportunamente eccitato, secondo diversi modi di vibrazione. La classe più nota di vibrazioni, cui è soggetto l'albero a gomiti è quella delle vibrazioni torsionali, che danno luogo ad oscillazioni di torsione del sistema elastico. Essa è stata osservata e studiata già da molti anni e attualmente i metodi d'indagine teorica e le tecniche per il rilievo delle vibrazioni hanno raggiunto un notevole grado di precisione, cosicchè si può dire che oggi il problema delle vibrazioni torsionali può essere affrontato e risolto con un'approssimazione sufficiente per gli scopi pratici. È naturale del resto che a questo problema sia stata data molta importanza, poichè le sollecitazioni provocate dalle vibrazioni torsionali nell'albero a gomiti e negli organi collegati possono risultare tanto rilevanti da compromettere la loro resistenza.

Un'altra classe di vibrazioni che interessa l'albero a gomiti e gli organi ad esso collegati è quella delle

vibrazioni assiali, delle quali appunto si tratta nel presente articolo.

Esse consistono in deformazioni periodiche nel senso assiale dei diversi organi del sistema vibrante, che danno luogo a sforzi normali negli alberi cilindrici e soprattutto di flessione nei gomiti dell'albero a gomiti. È opportuno innanzitutto premettere che il problema delle vibrazioni assiali è senz'altro meno importante di quello delle vibrazioni torsionali, in quanto le sollecitazioni indotte nell'albero a gomiti sono, salvo casi particolari, di entità piuttosto modesta. Il fenomeno che si riscontra naturalmente in ogni motore Diesel è già stato osservato e studiato da tempo, ma la documentazione tecnica è di gran lunga più scarsa di quella che tratta delle vibrazioni torsionali perchè appunto esso presenta un minor grado di pericolo per la sicurezza del motore. Scopo del presente articolo è quello di fornire ulteriori elementi per lo studio delle vibrazioni assiali, sulla base dei rilievi recentemente eseguiti presso il nostro Stabilimento e a bordo di navi provviste di motori FIAT. Per maggiore comodità del lettore si cercherà di trattare il problema in esame istituendo, dove possibile, dei confronti con il problema delle vibrazioni torsionali che è ben noto a quanti si interessano di motori Diesel.

Come per le vibrazioni torsionali, il problema delle vibrazioni assiali si può considerare risolto quando si sappia:

1) valutare in sede di progetto le frequenze proprie di oscillazione del sistema vibrante e le corrispondenti linee elastiche;

2) calcolare le ampiezze di oscillazione e le relative sollecitazioni dovute alle vibrazioni assiali in relazione alle cause eccitanti;

3) apportare al sistema vibrante le modifiche necessarie a diminuire dette sollecitazioni, qualora esse risultino pericolose per la sicurezza dell'impianto.

Si noti innanzitutto che, contrariamente a quanto succede nelle vibrazioni torsionali, il sistema è vincolato elasticamente al basamento del motore per mezzo della struttura del supporto reggispinta. Mentre cioè nelle vibrazioni torsionali il sistema è libero di assumere in vibrazione la configurazione che deriva dalla legge di distribuzione delle masse e delle elasticità che lo collegano, nelle vibrazioni assiali il sistema è soggetto, in corrispondenza del supporto reggispinta, ad una reazione elastica che ha un'importanza fondamentale sulle frequenze proprie di vibrazione e sulle corrispondenti linee elastiche.

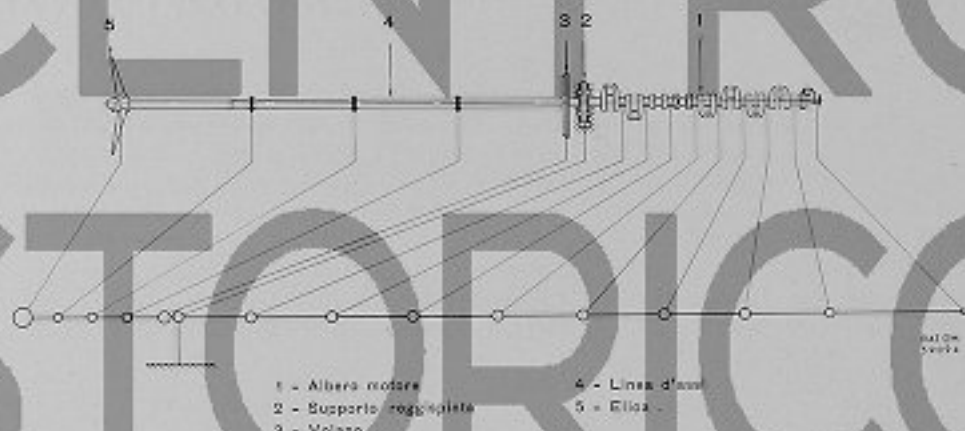


Fig. 1 - Impianto marino: schema del sistema reale e del sistema equivalente.

Nel seguito dell'articolo pertanto esamineremo particolarmente i tre punti precedenti, accennando almeno per sommi capi a quale livello sono pervenuti gli studi in proposito in base alla pratica finora acquisita e quali sono i punti che richiedono un esame più approfondito e nuove ricerche.

Per maggiore comodità prenderemo in considerazione un impianto marino, e cioè un motore che aziona l'elica attraverso ad una linea d'assi; naturalmente analoghe considerazioni valgono anche se il motore è collegato ad un utente di tipo diverso, come ad esempio un alternatore.

2) Il sistema vibrante - Cenni sul calcolo del sistema equivalente.

L'insieme degli organi interessati dalle vibrazioni assiali in un impianto marino è rappresentato in fig. 1. Esso comprende essenzialmente:

- l'albero a gomiti,
- il volano,
- il supporto reggispinta,
- la linea d'assi,
- l'elica.

Si osservi però che il supporto reggispinta può reagire come un vincolo elastico soltanto in quanto la spinta dell'elica mantiene premuto il disco reggispinta contro i relativi pattini; in altre parole, la reazione del supporto reggispinta oscilla, durante la vibrazione, intorno ad un valore medio corrispondente alla spinta dell'elica. Se quest'ultima manca, come ad esempio nel funzionamento dei motori al banco, la presenza del gioco fra il disco reggispinta e le due serie di pattini di marcia avanti e marcia indietro, limita o annulla l'influenza del supporto reggispinta sulle vibrazioni assiali.

L'impianto in esame costituisce naturalmente un sistema continuo, ogni elemento del quale possiede una certa massa ed una certa elasticità. Un calcolo impostato sulla distribuzione reale delle masse e delle elasticità presenterebbe però delle difficoltà analitiche proibitive, almeno per quanto riguarda l'albero a gomiti che è un corpo complesso, con una distribuzione di masse e di elasticità difficilmente definibile analiticamente. Analogamente a quanto si fa per le vibrazioni torsionali, è preferibile operare su di un sistema equivalente, sostanzialmente più semplice, costituito da un certo numero di masse concentrate, collegate fra di loro da organi elastici, ma privi

di massa. L'approssimazione che si raggiunge è più che sufficiente soprattutto per i primi modi di vibrazione che sono gli unici che interessino in pratica. Infatti i modi di vibrazione con frequenze elevate non hanno pratica importanza, in quanto possono entrare in risonanza soltanto con le cause eccitanti di frequenza elevata, le quali hanno però delle intensità generalmente molto piccole; le corrispondenti ampiezze di vibrazione, e quindi anche le sollecitazioni, sono pertanto trascurabili.

Un sistema equivalente all'impianto considerato e adatto ad essere utilizzato per il calcolo è rappresentato in fig. 1.

Esaminiamo ora più dettagliatamente come può essere eseguita la riduzione delle singole parti del sistema reale alle corrispondenti parti del sistema equivalente:

a) *Elica*. - L'elica può essere considerata semplicemente come una massa calettata all'estremità della linea d'assi.

Analogamente a quanto si verifica nelle vibrazioni torsionali, è probabile che anche in questo caso l'elica trascini in vibrazione una certa quantità d'acqua. Ciò equivale a dire che, nel calcolo delle vibrazioni, la massa dell'elica deve essere aumentata di una certa quantità, il cui valore però può essere determinato praticamente soltanto in base a rilievi su impianti funzionanti.

b) *Linea d'assi*. - La linea d'assi può essere suddivisa in una serie di tronchi; le loro masse vengono concentrate alle estremità e l'elasticità dei collegamenti è quella reale dei tronchi, immediatamente calcolabile, trattandosi di solidi di forma semplice.

c) *Volano*. - Come l'elica, anche il volano può essere considerato semplicemente come una massa concentrata.

d) *Supporto reggispinta*. - Come già accennato, il supporto reggispinta realizza un vincolo in corrispondenza di un determinato punto del sistema vibrante. Naturalmente, essendo la sua struttura deformabile, tale vincolo è elastico e cioè la reazione che esso è in grado di dare risulta proporzionale alla deformazione assiale della struttura. A rigore nel calcolo della vibrazione bisognerebbe introdurre anche le forze d'inerzia generate dall'accelerazione delle masse di tale struttura, ma essendo i loro spostamenti sempre molto piccoli, anche le relative forze d'inerzia risultano in pratica trascurabili.

Resta quindi da valutare soltanto la deformazione elastica della struttura del supporto reggispinta.

Trattandosi però di una struttura generalmente piuttosto complessa, il calcolo analitico non può portare a dei risultati sufficientemente precisi e pertanto la soluzione

più razionale del problema consiste nell'eseguire delle prove pratiche di deformabilità della struttura, applicando ad essa dei carichi noti e misurando le relative deformazioni assiali. Nell'appendice I è riportata appunto una serie di queste misure eseguite sul reggispinta dei motori FIAT tipo C 758 S e C 685 S.

Le misure sono state eseguite con l'albero a gomiti non ruotante e quindi con gioco nullo fra il disco reggispinta e la serie di pattini interessati dalla spinta applicata. In realtà, durante il funzionamento del motore, fra il disco reggispinta ed i relativi pattini si stabilisce un velo d'olio lubrificante, mentre i pattini assumono una certa inclinazione (ved. fig. 2). Al variare della forza assiale varia proporzionalmente anche lo spessore del velo d'olio e l'inclinazione dei pattini e quindi in definitiva la distanza fra il disco reggispinta e la struttura stessa. Durante il funzionamento quindi il vincolo costituito dal supporto reggispinta dovrebbe risultare più elastico di quanto non si sia valutato dalle misure statiche di cui all'appendice I.

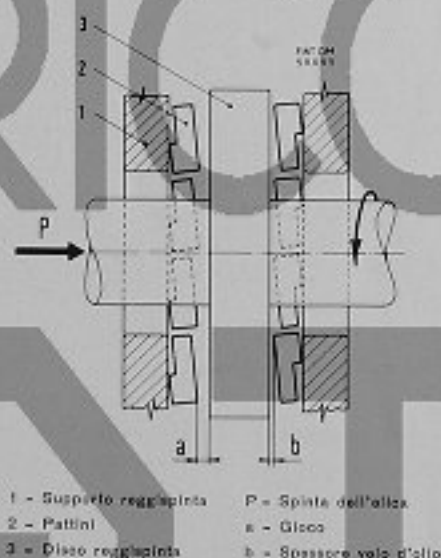


Fig. 2 - Schema di funzionamento del supporto reggispinta.

Non sappiamo quale sia la reale influenza sulla vibrazione del sistema di questo aumento di elasticità del supporto reggispinta, in quanto misure in proposito non ci risulta siano mai state fatte, mentre d'altra parte la sua valutazione analitica non dovrebbe dare dei risultati molto attendibili, data la natura del fenomeno.

Ad esempio nel caso del calcolo delle velocità critiche flessionali degli alberi delle turbine a gas, è noto che lo spessore del velo fluido nei cuscinetti di sostegno ha un'importanza essenziale. È probabile che nel caso delle

vibrazioni assiali degli impianti azionati da motori Diesel, l'influenza del velo fluido fra il disco reggispianta e i pattini e dell'assetto dei pattini sia molto ridotta; ad ogni modo abbiamo in corso una serie di esperienze che dovrebbero permetterci di chiarire anche questo punto.

e) *Albero a gomiti*. - La riduzione delle masse dell'albero a gomiti non presenta particolare difficoltà; è sufficiente infatti concentrare la massa di ogni gomito ad esempio in corrispondenza dei perni di banco. E' probabile che le altre masse del manovellismo, e soprattutto la biella, non partecipino al moto di vibrazione, in quanto l'accoppiamento fra testa di biella e perno di manovella è scorrevole assialmente e in genere ben lubrificato. E' ben difficile quindi che la biella segua il moto assiale dell'albero. I rilievi eseguiti sembrano convalidare l'affermazione precedente, ma sono comunque insufficienti a dare una risposta sicura al quesito. Anche in questo caso ulteriori controlli sperimentali permetteranno di raggiungere un'approssimazione sufficiente per le necessità pratiche.

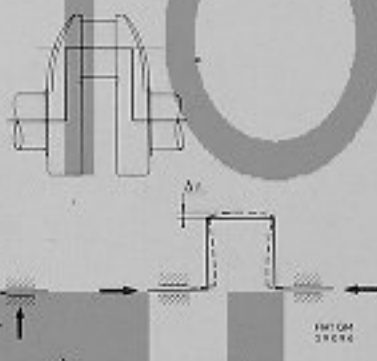


Fig. 3 - Schema delle deformazioni di un gomito soggetto a forze radiali ed assiali.

La valutazione dell'elasticità assiale dei gomiti è invece molto più difficile. Il gomito infatti è un organo complesso che può essere assimilato solo fino ad un certo punto ad una struttura più semplice, come ad esempio riportato in fig. 3. La teoria delle travi fornisce le formule che permettono il calcolo della deformabilità assiale di questa struttura, ma tali formule possono essere applicate al gomito reale soltanto con opportuni coefficienti correttivi, in quanto la forma e le dimensioni del gomito non soddisfano alle ipotesi poste alla base della teoria delle travi. Il problema è complicato dal fatto che la grandezza e la direzione del momento applicato all'estremità inferiore dei bracci di manovella dipende anche dallo sfasamento dei gomiti adiacenti a quello considerato.

Un analogo problema si presenta naturalmente anche nel calcolo della rigidità a torsione dei gomiti da utilizzare nei calcoli delle vibrazioni torsionali. In questo caso però i numerosi rilievi eseguiti e la lunga esperienza dei costruttori di motori Diesel hanno permesso di giungere a delle formule che danno dei risultati sufficientemente precisi.

Nel caso delle vibrazioni assiali sono state proposte da Dorey [1] e da Draminsky e Warning [2] delle formule che dovrebbero permettere il calcolo della rigidità assiale dei gomiti. La loro applicazione ai casi da noi trattati di vibrazioni assiali ha dato però dei risultati piuttosto lontani dalla realtà. Abbiamo perciò preferito, nei casi che ci interessavano, ricorrere alla misura diretta della rigidità dei singoli gomiti, caricando assialmente l'albero a gomiti e misurando gli spostamenti relativi dei bracci di manovella.

Maggiori particolari sull'argomento sono riportati in appendice I.

3) Calcolo delle frequenze proprie del sistema.

Quando sia noto il sistema equivalente, e cioè quel sistema che si comporta circa nello stesso modo del sistema reale agli effetti delle vibrazioni assiali, il calcolo delle frequenze proprie può essere agevolmente eseguito ricorrendo ad uno dei metodi di calcolo messi a punto a tale scopo. Analogamente a quanto viene fatto per le vibrazioni torsionali, noi abbiamo adottato il metodo di Holzer, il quale permette fra l'altro di utilizzare facilmente le calcolatrici elettroniche di cui è provvisto il Centro Meccanografico della FIAT.

Un esempio di calcolo è riportato in appendice II.

Naturalmente, come è già stato accennato nelle pagine precedenti, il sistema considerato è in grado di vibrare assialmente secondo infiniti modi di vibrazione, ad ognuno dei quali corrisponde una ben determinata linea elastica. Nell'appendice II sono stati appunto calcolati per un particolare impianto i primi tre modi di vibrazione e le corrispondenti linee elastiche, per i quali si può supporre che la suddivisione realizzata per le masse del sistema fornisca ancora dei risultati sufficientemente precisi. Per i modi di vibrazione superiori, e cioè a frequenza più elevata e con maggior numero di nodi, probabilmente è necessario ricorrere ad una suddivisione più fine delle masse e delle elasticità del sistema.

D'altra parte, come è già stato fatto presente in precedenza, il calcolo di questi modi di vibrazione non ha pratico interesse, in quanto le azioni che sono in grado di eccitarli hanno intensità trascurabile.

4) Forze eccitanti la vibrazione.

Uno dei punti più importanti nello studio delle vibrazioni assiali è l'esame delle cause che le provocano.

In base alla nostra esperienza e alle notizie ricavate in proposito dalla letteratura tecnica, si può ritenere che le cause principali delle vibrazioni assiali siano le seguenti:

- componenti armoniche della spinta dell'elica,
- componenti armoniche delle forze radiali trasmesse dalla biella ai perni di manovella,
- vibrazioni torsionali.

Esaminiamo ora più dettagliatamente tali cause:

a) Componenti armoniche della spinta dell'elica.

È noto che le pale dell'elica nel loro moto di rotazione incontrano successivamente dei fletti fluidi animati da diverse velocità a seconda della loro posizione rispetto allo scafo. Anche la spinta generata dalle pale sarà quindi una funzione periodica della posizione angolare dell'elica. A titolo d'esempio, e per un caso particolare, abbiamo riportato nella tabella sottostante il valore delle componenti armoniche fondamentali della spinta dell'elica, come percentuale della spinta totale, per eliche a 3, 4 e 5 pale. I valori sono stati ricavati da « Der Einfluss der Flügelzahl eines Schiffpropellers auf die Erregung von Schiffsvibrationen » [Schiff und Hafen, Vol. 6, p. 662 (1954)].

n° d'ordine dell'armonica	Elica a 3 pale	Elica a 4 pale	Elica a 5 pale
3	+ 6,37		
4		± 11,28	
5			+ 0,63
6	± 7,31		
8		± 3,74	
10			+ 2,02

Tabella I - Componenti armoniche della spinta dell'elica. I relativi valori sono espressi come percentuali della spinta totale.

Naturalmente tali valori sono semplicemente indicativi e non valgono per ogni caso pratico. Infatti la variabilità della spinta dell'elica è strettamente legata alla posizione dell'elica rispetto allo scafo ed al regime idrodinamico che si stabilisce a poppa della nave e che dipende ovviamente dalle forme dello scafo e dalla sua velocità.

Ad ogni modo, come si può notare dalla tabella, alcuni valori delle componenti armoniche non sono trascurabili e possono dar luogo ad un lavoro eccitante considerevole

se, in corrispondenza dell'elica, l'ampiezza di vibrazione è rilevante, come può succedere negli impianti navali con linee d'assi lunghe.

b) *Componenti armoniche delle forze radiali trasmesse dalla biella ai perni di manovella.* - Le forze periodiche dovute alle azioni d'inerzia ed alla pressione dei gas sullo stantuffo motore danno luogo a delle componenti rispettivamente normali ai bracci di manovella e dirette secondo questi. Queste ultime, come schematicamente rappresentato in fig. 3, inducono nei gomiti uno stato di deformazione che ammette anche una componente assiale.

Inversamente, lo stato di deformazione provocato da una forza assiale dà luogo anche ad uno spostamento radiale del punto di applicazione delle forze periodiche trasmesse al gomito dalla biella. Tali forze sono quindi in grado di fornire il lavoro necessario a mantenere in vibrazione assiale il sistema (fig. 3).

Nei casi di vibrazioni assiali da noi recentemente osservati, la causa delle vibrazioni era da ricercarsi appunto in tali forze.

In appendice IV sono stati calcolati, a titolo di esempio, i lavori sviluppati dalle diverse armoniche delle forze radiali agenti sui gomiti in corrispondenza delle linee elastiche delle vibrazioni assiali di 1°, 2° e 3° ordine per l'impianto già trattato in appendice II. Nell'appendice III è riportata inoltre una tabella con le componenti armoniche radiali delle forze eccitanti, ricavate direttamente da un ciclo indicato di un motore a 2 tempi sovralimentato.

c) *Vibrazioni torsionali.* - Una deformazione di torsione dell'albero a gomiti provoca contemporaneamente uno spostamento assiale dei vari gomiti. La dipendenza fra le due deformazioni è stata messa in luce da Draminski e Warning [2], a cui rimandiamo per maggiori particolari.

Una deformazione periodica torsionale, quale quella dovuta alle componenti armoniche del momento torcente, provoca dunque anche una contemporanea deformazione assiale. In regime di vibrazione torsionale forzata, e cioè a distanza sufficiente dai regimi di risonanza, le ampiezze di vibrazione sono piuttosto modeste; in risonanza invece le deformazioni di torsione, e quindi anche quelle assiali, possono assumere valori rilevanti. Se quindi una frequenza di vibrazione assiale è molto vicina o coincide con una frequenza di vibrazione torsionale, la deformazione assiale può venire amplificata considerevolmente e il sistema si troverà in un regime di vibrazione complesso, nel quale le vibrazioni assiali si sovrappongono a quelle torsionali.

Se il momento torcente alterno dovuto alla vibrazione torsionale è superiore al momento medio trasmesso dal-

l'albero, la vibrazione torsionale è in grado di eccitare anche una vibrazione assiale di frequenza doppia. In tal caso infatti una deformazione torsionale periodica dà luogo ad una deformazione assiale periodica nella quale sono in ogni caso presenti le due prime componenti armoniche. La fig. 4, nella quale è riportata schematicamente la rappresentazione di questo fenomeno, chiarisce l'asserzione precedente.

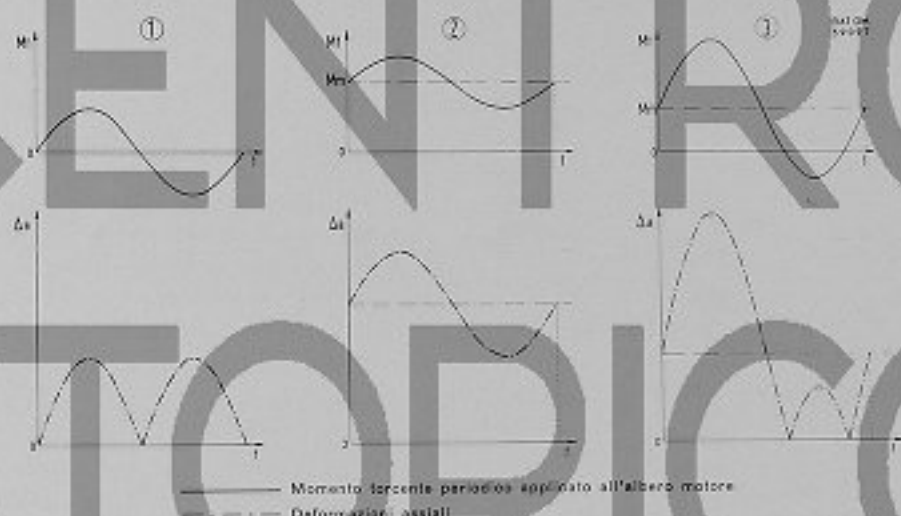


Fig. 4 - Rappresentazione schematica delle deformazioni assiali prodotte da un momento torcente periodico applicato all'albero motore per i tre seguenti casi:

- 1 - momento medio uguale a zero
- 2 - momento medio superiore al valore massimo del momento pulsante
- 3 - momento medio inferiore al valore massimo del momento pulsante

Nei tre punti precedenti sono state brevemente descritte le più probabili cause delle vibrazioni assiali. Esse non hanno però tutte la stessa importanza. È probabile che la variabilità della spinta dell'elica non dia luogo a vibrazioni assiali molto rilevanti. Sono state invece notate vibrazioni assiali provocate dalle forze radiali applicate ai gomiti e, come già accennato, quelle da noi misurate recentemente sono appunto attribuibili a questa causa. Esse però non danno luogo a vibrazioni di notevole entità e le relative sollecitazioni, almeno per i motori controllati, sono equiparabili, agli effetti della sicurezza dell'impianto, a critiche torsionali di media importanza.

Le vibrazioni assiali senz'altro più importanti sembrano quelle dovute alle vibrazioni torsionali. Vibrazioni di questo tipo sono state osservate da Draminsky e Warning [2] e da Dorey [1] e, almeno nei vari casi riportati nella letteratura tecnica, hanno dato luogo ad ampiezze di vibrazione e quindi a sollecitazioni considerevoli. Si osservi però che, affinché esse si verifichino, è necessario che una frequenza torsionale coincida con

una frequenza assiale o con la metà di essa e che l'ampiezza della vibrazione torsionale sia piuttosto rilevante; questo spiega quindi la rarità dei casi riscontrati in pratica di vibrazioni assiali eccitate da vibrazioni torsionali. Ad ogni modo per evitare la coincidenza delle due frequenze è sufficiente saperle calcolare con sufficiente esattezza in sede di progetto in modo da poter apportare all'impianto le modifiche eventualmente necessarie.

5) Calcolo delle ampiezze di vibrazione e sollecitazioni corrispondenti.

Nota la frequenza di vibrazione e la corrispondente linea elastica, la teoria generale delle vibrazioni permette di calcolare le ampiezze di oscillazione, quando siano conosciute l'entità e la posizione delle cause eccitanti e degli smorzamenti del sistema. Alle possibili cause eccitanti abbiamo già accennato nel capitolo precedente, dal quale si può rilevare che la loro determinazione, per quanto difficile, è pur sempre possibile in sede di calcolo, almeno con un'approssimazione sufficiente agli scopi pratici che un'eventuale calcolo si propone. Gli smorzamenti del sistema, e cioè le cause che danno luogo ad una dissipazione dell'energia vibrante, sono invece più difficilmente valutabili, come del resto in ogni fenomeno vibratorio, e richiedono in ogni caso l'esecuzione di numerose esperienze per poterne apprezzare l'entità e la localizzazione. D'altra parte sono molto importanti nello studio dei fenomeni vibratorii, in quanto è la loro presenza

che limita in regime di risonanza le ampiezze di vibrazione, le quali, in mancanza di smorzamento, tenderebbero a raggiungere dei valori infiniti, provocando la rottura degli organi interessati.

Le principali cause smorzanti nel caso delle vibrazioni assiali sembrano essere dovute ai seguenti fatti:

- attrito dell'elica nell'acqua,
- isteresi elastica dei materiali di cui è costituito il sistema vibrante,
- attriti dovuti al moto relativo assiale fra perni e cuscinetti della linea d'assi e dell'albero a gomiti.

Uno studio sistematico di tali cause non ci risulta sia già stato fatto e d'altra parte i rilievi che abbiamo recentemente eseguito non sono ancora sufficienti a separare le diverse cause di smorzamento. Ad ogni modo dall'andamento delle curve di risonanza (ampiezze di vibrazione in funzione della velocità di rotazione) si può avere un'idea del coefficiente globale di smorzamento, mediante la determinazione del coefficiente di amplificazione in risonanza al quale, come è noto, esso è strettamente legato (*).

Il coefficiente di amplificazione in risonanza è risultato variabile fra 10 e 20.

Ricordiamo che nelle vibrazioni torsionali tale coefficiente assume in genere dei valori compresi fra 8 e 12 circa per il primo modo di vibrazione e fra 25 e 45 circa per il secondo modo di vibrazione.

Note le ampiezze di oscillazione, è possibile calcolare le forze che agiscono in corrispondenza dei diversi punti del sistema vibrante e quindi le sollecitazioni dei vari organi. Quando si tratti di organi semplici, come i vari tronchi della linea d'assi, il calcolo delle sollecitazioni non presenta nessuna difficoltà; d'altra parte esso è il caso meno interessante poiché tali sollecitazioni risultano praticamente trascurabili. Invece l'albero a gomiti e, in grado minore, la struttura del supporto reggispira, sono

soggetti a delle sollecitazioni molto più rilevanti che in determinati casi possono provocarne la rottura.

Ricordiamo ancora che anche l'elica, in determinate circostanze, potrebbe trovarsi in una condizione pericolosa per effetto delle vibrazioni assiali. Infatti se la frequenza delle vibrazioni assiali coincidesse con una delle frequenze flessionali delle pale dell'elica, queste ultime entrerebbero in vibrazione con ampiezze di oscillazione e quindi sollecitazioni che potrebbero essere non trascurabili. Di solito però già la prima frequenza di vibrazione flessionale delle pale dell'elica è notevolmente più elevata delle frequenze di vibrazione assiale considerate nel presente articolo e quindi la probabilità che si verifichi il fenomeno accennato è piuttosto scarsa.

Riassumendo, si può affermare che gli organi maggiormente sollecitati dalle vibrazioni assiali sono soprattutto l'albero motore e, tutt'al più, il supporto reggispira. Il caso è sensibilmente diverso quindi da quello delle vibrazioni torsionali, le quali, come è noto, possono indurre delle sollecitazioni rilevanti in tutti gli organi della linea d'assi, mentre d'altra parte non interessano in nessun modo la struttura del supporto reggispira.

Il calcolo rigoroso delle sollecitazioni cui sono soggetti l'albero a gomiti e il supporto reggispira per effetto di una forza assiale risulta estremamente complesso, in quanto la forma di tali organi non si adatta alle ipotesi poste a base delle normali formule della scienza delle costruzioni. La via più semplice e più sicura consiste nella misura diretta delle sollecitazioni mediante uno dei diversi sistemi attualmente a disposizione. Non ci soffermeremo sul supporto reggispira, le cui forme e dimensioni possono variare considerevolmente da caso a caso, tanto più che, data la robustezza della sua struttura, le sollecitazioni in esso indotte dalle vibrazioni assiali non sono di solito pericolose. Tutt'al più quando esista il fondato sospetto che tali sollecitazioni raggiungano valori rilevanti, si potrà, come già detto, ricorrere alla misura diretta delle stesse nelle zone che presumibilmente sono più caricate.

Una forza assiale genera nell'albero a gomiti uno stato di sollecitazione complesso, in cui prevalgono però gli sforzi di flessione nei perni e nei bracci di manovella. Alle sollecitazioni nominali, calcolate secondo le formule delle travi, si sovrappone l'effetto delle concentrazioni di tensione dovute alle brusche variazioni della forma e della giacitura delle varie sezioni dei gomiti. Le zone in cui si verificano le massime sollecitazioni sono evidentemente la gola di raccordo fra perno e bracci di manovella e in corrispondenza di eventuali fori praticati nei perni.

A tale proposito sono state eseguite presso la FIAT Stabilimento Grandi Motori, delle misure di sollecitazione su gomiti isolati e su alberi a gomiti completi; le moda-

(*) I coefficienti di smorzamento e di amplificazione sono definiti rispettivamente da:

$$\psi = \frac{C}{C_c}$$

$$A_r = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + 4\psi^2 \frac{\omega^2}{\omega_0^2}}}$$

in cui è:

- C costante di smorzamento viscoso,
- C_c valore critico della costante di smorzamento,
- ω frequenza dell'azione eccitante,
- ω₀ frequenza naturale del sistema.

lità ed i risultati di tali misure sono raccolti in appendice V.

La valutazione delle sollecitazioni nell'albero a gomiti è resa ancora più complessa dal fatto che la sollecitazione provocata in ogni gomito da una forza assiale dipende



Fig. 6 - Schema della deformazione di un gomito dell'albero motore.

in misura notevole anche dall'angolo di calettamento delle manovelle adiacenti, che determina praticamente il momento flettente applicato alla base di ogni braccio di manovella. A maggior chiarimento di quanto asserito, sono stati schematicamente riportati nella fig. 5 due mezzi gomiti incastrati in corrispondenza della mezziera del petto di manovella (l'ipotesi è giustificata in quanto tale sezione non ruota se, come nel caso in esame, la distribuzione dei carichi applicati sull'intero gomito è simmetrica rispetto alla sezione stessa), e soggetti ad una forza assiale P .

Si è supposto inoltre che mentre nel primo gomito l'estremità libera possa ruotare, nel secondo gomito la rotazione sia impedita da un vincolo che equivale quindi all'applicazione di un momento M . I due casi considerati corrispondono, almeno in prima approssimazione, alle condizioni estreme di vincolo cui si possono considerare soggetti i diversi gomiti dell'albero.

Con le notazioni della figura il momento nel punto A , che di solito è quello maggiormente sollecitato, risulta nei due casi:

$$M_1 = P \cdot r$$

$$M_2 = P \cdot r \left(1 - \frac{\frac{l}{2} \cdot \frac{r}{J_c} + \frac{a}{J_a}}{\frac{r}{J_c} + \frac{a}{J_a} + \frac{b}{J_b}} \right)$$

essendo J_a , J_c e J_b rispettivamente i momenti d'inerzia del perno di manovella, del braccio di manovella e del perno di banco. Come si può notare dalle formule, il

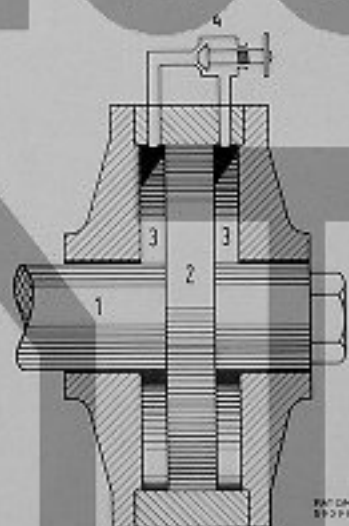
momento M_2 può risultare sensibilmente minore del momento M_1 . Naturalmente il caso trattato è semplicemente indicativo, in quanto presuppone un vincolo che impedisca soltanto la rotazione dell'estremo inferiore del braccio, ma non il suo spostamento. In realtà lo schema di carico dei gomiti non è simmetrico e la presenza dei cuscinetti di banco costituisce un vincolo che, non appena sia annullato il gioco, è in grado di esercitare anche una forza diretta secondo l'asse del braccio.

D'altra parte non esistono nemmeno bracci nei quali sia completamente libera la rotazione dell'estremità inferiore, in quanto essa risulta impedita, da un certo angolo in poi, dai cuscinetti di banco.

Nell'esame delle sollecitazioni provocate dalle vibrazioni assiali, sarà necessario pertanto controllare non soltanto il gomito soggetto alla massima forza assiale, ma anche altri gomiti che, pur caricati da forze minori, potrebbero presentare delle sollecitazioni maggiori.

6) Metodi per ridurre le vibrazioni assiali.

La presenza di vibrazioni assiali che possano pregiudicare la sicurezza di un impianto si presenta natural-



1 - Albero motore
2 - Stantuffo
3 - Camera piena d'olio
4 - Valvola di strozzamento

Fig. 6 - Schema di uno smorzatore di vibrazioni assiali.

mente il problema dei provvedimenti da prendere per diminuire le sollecitazioni corrispondenti. Ricordiamo a questo proposito che lo stesso problema si presenta nel

caso delle vibrazioni torsionali per le quali in genere si opera secondo due vie:

- modifica delle caratteristiche inerziali ed elastiche del sistema in modo da alterarne le frequenze ed allontanare quindi le velocità critiche pericolose dalle velocità di normale funzionamento;
- aggiunta di qualche organo che aumenti lo smorzamento del sistema e dia luogo ad una diminuzione delle ampiezze di oscillazione e quindi delle sollecitazioni alterne di torsione.

Per semplicità di trattazione divideremo le vibrazioni assiali in due classi, a seconda delle cause eccitanti ed esamineremo separatamente i metodi che possono essere impiegati per migliorare la sicurezza dell'impianto.

a) *Vibrazioni assiali provocate da vibrazioni torsionali.* - Come accennato più sopra, questo caso si verifica quando una frequenza di vibrazione assiale coincide o è uguale al doppio di una frequenza torsionale; dalla letteratura tecnica risulta che le sollecitazioni corrispondenti possono diventare molto elevate e dare luogo a situazioni pericolose.

In questa eventualità conviene modificare una delle frequenze di vibrazione assiale o torsionale, in modo da impedire l'interazione dei due fenomeni; probabilmente, data la forma delle linee elastiche dei due tipi di vibrazione e la posizione delle varie masse rispetto ad esse, è più agevole agire sulle frequenze torsionali. Si tenga presente ad ogni modo che, come già accennato, vibrazioni assiali eccitate da vibrazioni torsionali sono molto rare in pratica.

b) *Vibrazioni assiali eccitate dalle componenti armoniche della spinta dell'elica e delle forze radiali sui bracci di monovella.* - Anche in questo caso una soluzione del problema consisterebbe nella modifica delle caratteristiche inerziali ed elastiche del sistema in modo da alterarne la frequenza e da allontanare quindi le velocità critiche pericolose dalle velocità normalmente praticate. Si noti però che le frequenze assiali che interessano sono essenzialmente determinate dalle caratteristiche dell'albero a gomiti e che una modifica di questo organo incontrerebbe sensibili difficoltà, poiché da esso dipendono le dimensioni di alcune fra le parti più importanti del motore.

È preferibile pertanto ricorrere a qualche altro mezzo, ad esempio ad un dispositivo che aumenti lo smorzamento del sistema. Ricordiamo a tale proposito che nel

caso delle vibrazioni assiali la realizzazione di un dispositivo di questo tipo è più semplice che non nel caso delle vibrazioni torsionali. Mentre infatti queste ultime consistono in uno spostamento angolare relativo delle varie masse che si sovrappone al moto continuo di rotazione del sistema delle masse stesse, le vibrazioni assiali rappresentano invece l'unico moto del sistema nella direzione dell'asse dell'albero. È quindi possibile vincolare l'albero a gomiti alla struttura fissa del motore in modo da impedirne il moto nella direzione assiale. È evidente che un analogo provvedimento non può essere adottato nel caso delle vibrazioni torsionali, in quanto in tal modo si verrebbe ad impedire, o almeno a limitare, la rotazione dell'albero e quindi l'effetto utile che si ricava dal motore.

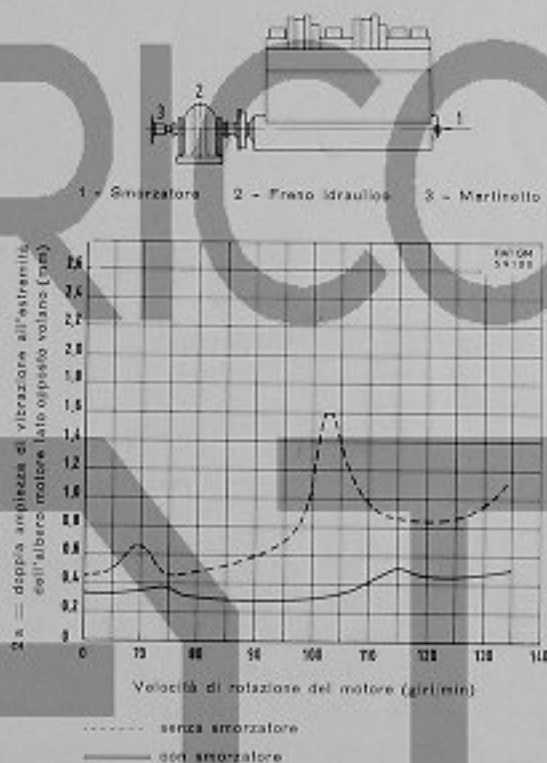


Fig. 7 - Rilievi delle vibrazioni assiali eseguiti sul motore C 75 B S al banco di prova.

Un dispositivo di questo tipo è stato realizzato presso la FIAT - Stabilimento Grandi Motori ed è schematicamente rappresentato in fig. 6. Esso è applicato in corrispondenza dell'estremità libera dell'albero a gomiti, dove cioè si verificano le massime ampiezze di vibrazione, e consiste essenzialmente di uno stantuffo, collegato all'albero

a gomiti, che ha la possibilità di muoversi assialmente in un cilindro pieno d'olio.

Un eventuale spostamento assiale di tale stantuffo dà luogo ad un trafilamento tra le due camere del cilindro che contiene lo stantuffo e quindi genera un lavoro smorzante che riduce l'ampiezza delle vibrazioni assiali.

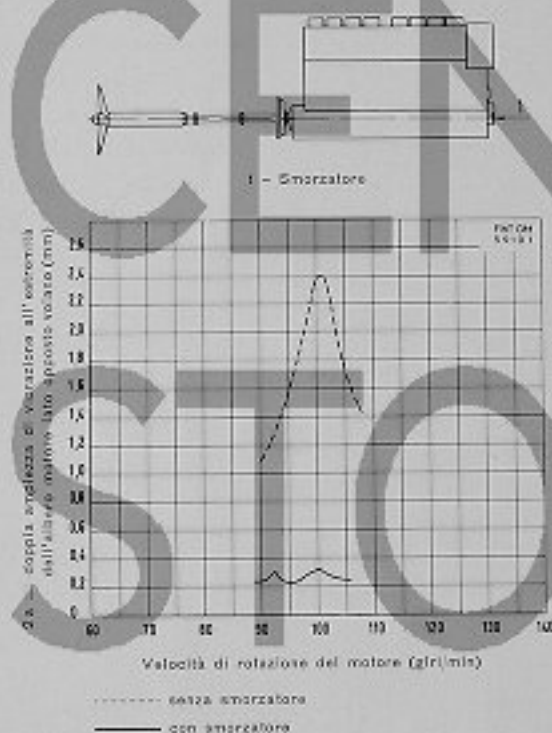


Fig. 8 - Rilevi delle vibrazioni assiali eseguiti sul motore 758 T della M/n "Berkersheim".

Lo smorzatore in questione è stato applicato ad un motore FIAT tipo C 758 S (\varnothing cilindro = 750 mm; corsa stantuffo = 1320 mm; numero dei cilindri: 8) in un impianto di Sala Prove, e ad un motore Borsig-Fiat, tipo 758 T, di caratteristiche analoghe a quelle del motore precedente, montato a bordo della motonave « Berkersheim ». Le vibrazioni assiali dei due impianti, rilevate prima e dopo l'applicazione dello smorzatore, sono riprodotte nei grafici di fig. 7 ed 8. Da essi risulta la notevole efficacia dello smorzatore che ha abbassato le ampiezze di oscillazione a dei valori praticamente trascurabili.

Nella fig. 9 è riportata una sezione longitudinale dell'estremità del motore, in corrispondenza del posto di manovra, dalla quale è possibile osservare le particolarità costruttive dello smorzatore. Esso è in ogni caso un

organo relativamente piccolo rispetto alle dimensioni dell'albero e la sua applicazione non disturba l'architettura del motore, come risulta anche dalla fotografia della fig. 10.

7) Conclusione.

Nei capitoli precedenti abbiamo cercato di dare una rappresentazione generale, anche se forzatamente incompleta, del problema delle vibrazioni assiali degli alberi a gomiti alla luce delle nostre attuali conoscenze in merito. E' necessario però osservare che se dal punto di vista teorico esso si rivela come un caso relativamente semplice di una certa vibrazione di un solido elastico, alcuni suoi aspetti particolari e soprattutto la determinazione degli elementi che permettano la sua pratica soluzione in sede di progetto, richiedono ancora ulteriori studi e ricerche sperimentali. Presso la FIAT - Stabilimento Grandi Motori è stata messa appunto in programma la prosecuzione dello studio teorico e sperimentale del problema, allo scopo di chiarire la reale importanza del fenomeno.

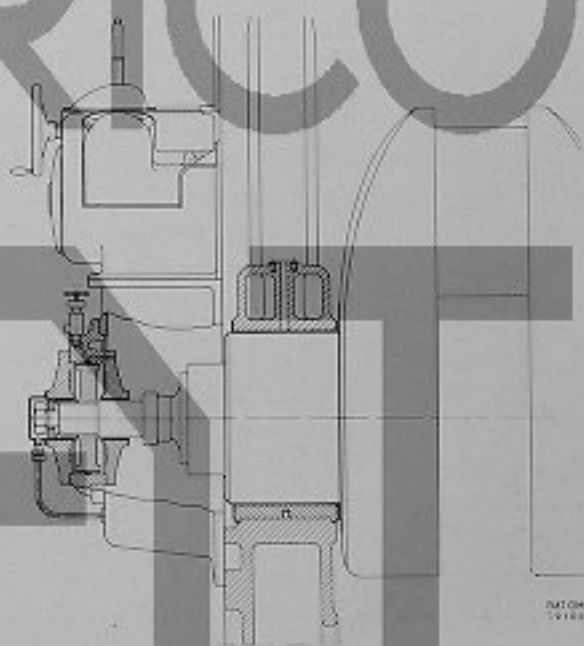


Fig. 9 - Struttura dello smorzatore di vibrazioni assiali.

soprattutto in relazione alla sicurezza di funzionamento degli impianti navali azionati da motori Diesel.

Naturalmente dalle pagine di questa pubblicazione metteremo al corrente i nostri lettori sul progresso del nostro lavoro. Questo articolo quindi dovrebbe essere il

primo di una serie di lavori riguardanti gli aspetti particolari, essenzialmente pratici, delle vibrazioni assiali degli alberi a gomiti.

Riassumeremo ora in pochi punti le conclusioni che oggi si possono trarre in base agli studi finora eseguiti sul fenomeno in esame:

1) Le vibrazioni assiali, salvo casi particolari, non sono molto pericolose per la sicurezza di funzionamento di un apparato di propulsione, in quanto le sollecitazioni che esse inducono raggiungono generalmente entità piuttosto modeste. L'organo maggiormente sollecitato è l'albero a gomiti, che viene assoggettato soprattutto a sforzi di flessione nei gomiti e nei perni di banco e di manovella.

2) Le cause eccitanti la vibrazione sono da ricercarsi nelle vibrazioni torsionali, nelle forze radiali che agiscono sui gomiti e nelle componenti armoniche della spinta dell'elica. Il primo è il caso più raro, ma più pericoloso di vibrazione assiale e si verifica quando una frequenza assiale coincide o è uguale al doppio di una frequenza torsionale. Le altre due cause danno luogo a vibrazioni assiali più modeste.

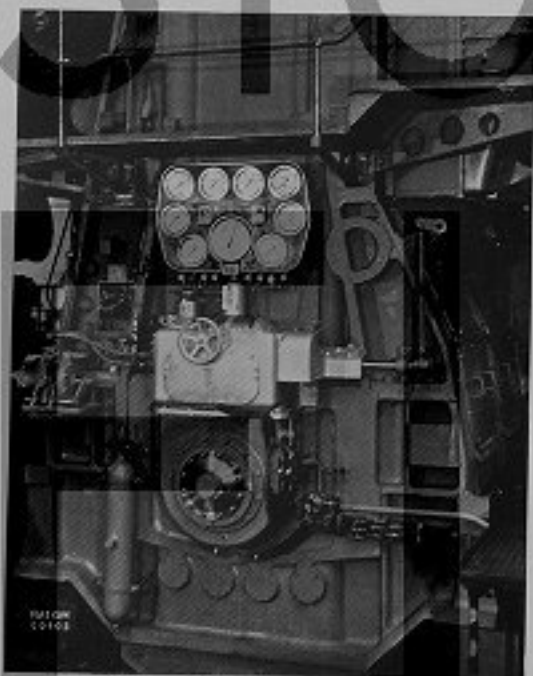


Fig. 10 - Smorzatore di vibrazioni assiali applicato sul motore C758 S.

3) Il calcolo teorico delle vibrazioni assiali non è molto complesso e, una volta determinati mediante ricerche sperimentali alcuni elementi dei quali è praticamente im-

possibile il calcolo diretto, esso potrà fornire dei risultati con una precisione confrontabile con quella oggi ottenuta nel calcolo delle vibrazioni torsionali.

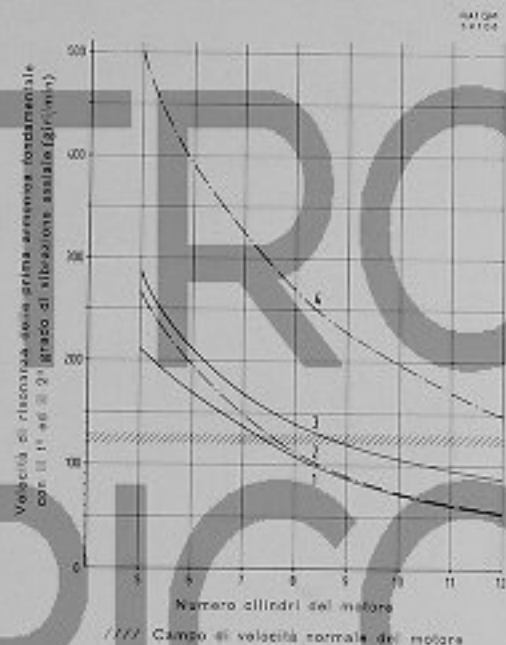


Fig. 12 - Motori tipo 680 applicati su impianti navali con linee d'assi lunghe e corte: velocità di risonanza della prima armonica fondamentale con il 1° e 2° grado di vibrazione assiale.

— linea d'assi lunga (~ 46 m) 1 - velo. di rison. con il 1° grado
 --- linea d'assi corta (~ 11 m) 2 - velo. di rison. con il 1° grado
 — — — — — 3 - velo. di rison. con il 2° grado
 - - - - - 4 - velo. di rison. con il 2° grado

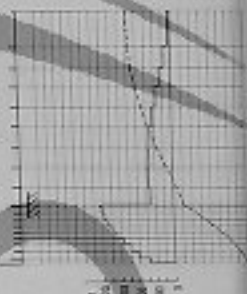
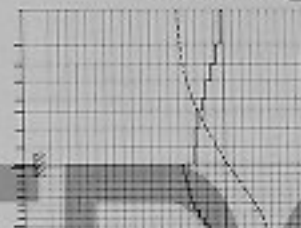
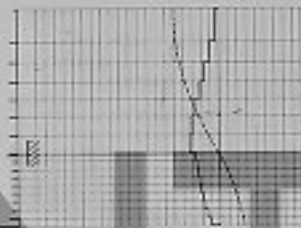
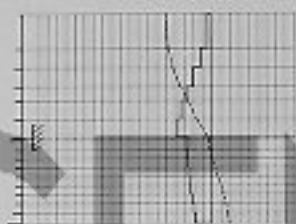
4) In presenza di vibrazioni assiali che possano essere giudicate pericolose è sempre possibile adottare un tipo di smorzatore ad attrito viscoso, particolarmente semplice, la cui azione riduce l'ampiezza di vibrazione a dei limiti praticamente trascurabili.

A conclusione di queste brevi note riteniamo interessante presentare il risultato dei calcoli eseguiti per una serie di nostri motori di normale produzione, aventi lo stesso tipo di cilindro (diametro: 680 mm; corsa: 1200 mm; velocità di rotazione normale: 120 + 130 giri/min) e numero di cilindri variabile da 5 a 12.

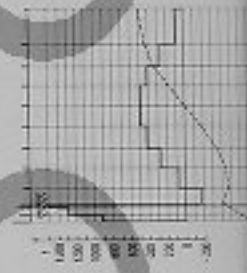
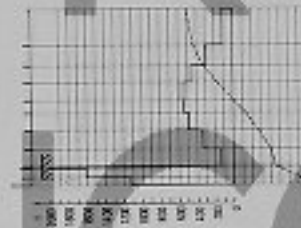
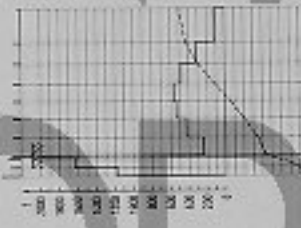
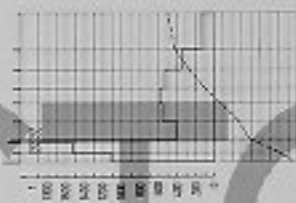
Sono state calcolate le frequenze di vibrazione di 1° e 2° grado, per impianti navali con linee d'assi lunghe e corte. Le linee elastiche ed i diagrammi delle forze agenti sul sistema sono riportati nella fig. 11 (pagg. 44 e 45).

In fig. 12 sono state tracciate le curve della velocità di risonanza fra la prima armonica fondamentale (numero

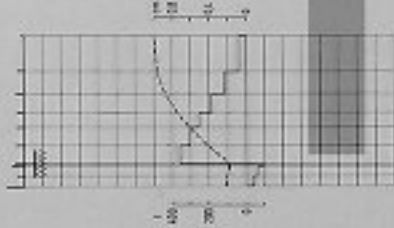
linea d'assi lunga
(circa 46 metri)



linea d'assi corta
(circa 11 metri)

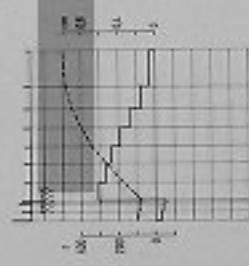
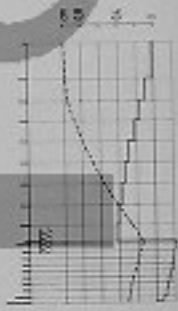
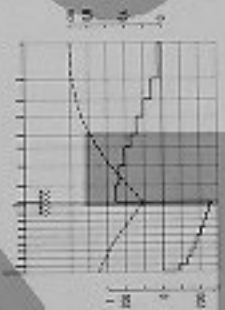
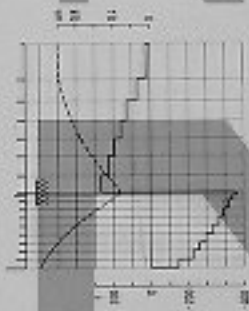
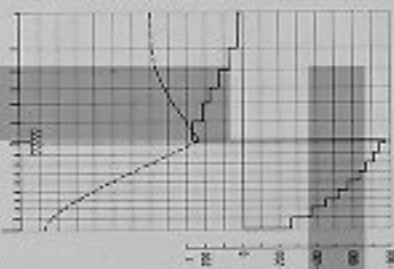


linea d'assi corta
(circa 11 metri)

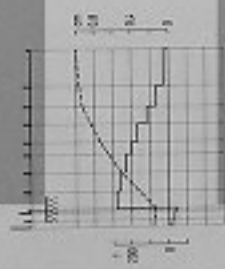


Motore 685
(5 cilindri)

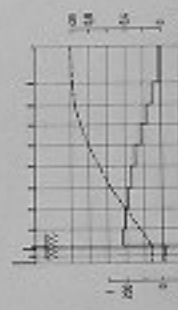
linea d'assi lunga
(circa 46 metri)



Motore 686
(6 cilindri)



Motore 687
(7 cilindri)



Motore 688
(8 cilindri)

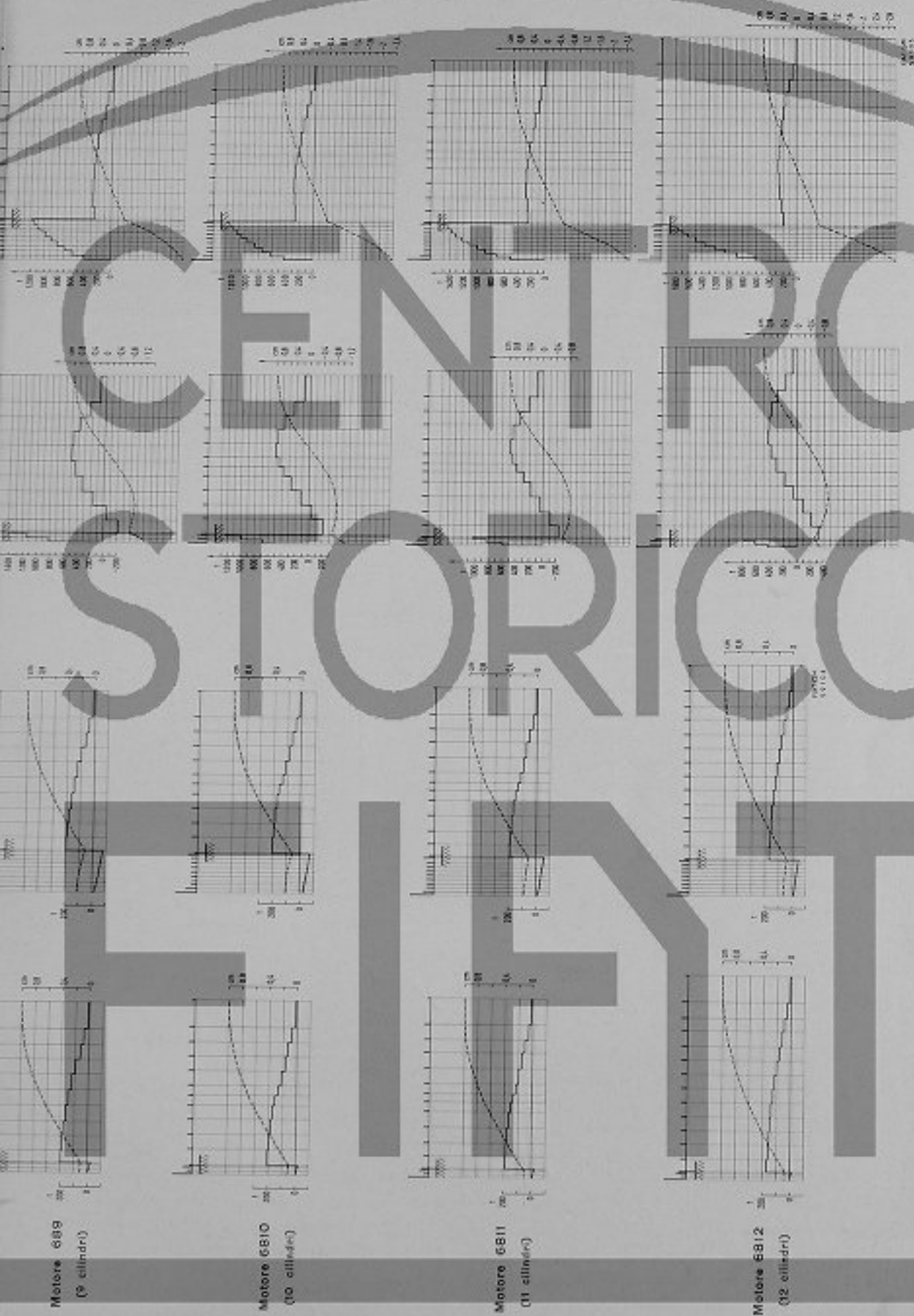


Fig. 11 - Motori tipo 680, con numero di cilindri variabile da 9 a 12, applicati su impianti navali con linee d'assi lunghe e corte: vibrazioni assiali di 1° e 2° grado.

d'ordine dell'armonica uguale al numero dei cilindri), l'unica che di solito dà luogo a vibrazioni di qualche importanza, e le frequenze di vibrazione assiale di 1° e 2° grado che sono quelle che più frequentemente si riscontrano in pratica.

Dall'esame del grafico, si può osservare quanto segue:

- l'importanza della linea d'assi e dell'elica nella determinazione della prima frequenza assiale, diminuisce con l'aumentare del numero di cilindri. Infatti la frequenza di vibrazione di 1° grado è praticamente indipendente dalla lunghezza della linea d'assi per motori con numero di cilindri superiore a 7; la frequenza di secondo grado invece dimostra una

maggiore dipendenza dalla lunghezza della linea d'assi ed il rapporto fra le frequenze di secondo grado per impianti con linee d'assi lunghe e corte si mantiene all'incirca costante all'aumentare del numero dei cilindri;

- i motori interessati dall'armonica fondamentale sono quelli con numero di cilindri superiore a 7 e precisamente in prossimità della velocità di rotazione normale nel motore a 8 cilindri verrà rilevata in ogni caso la vibrazione di 1° grado, mentre per i motori con numero maggiore di cilindri verrà rilevata la vibrazione di secondo grado soltanto per determinate lunghezze della linea d'assi.

APPENDICE I

Riduzione del sistema vibrante ad un sistema equivalente.

Rilievi eseguiti.

Come già detto nel capitolo 2), la riduzione del sistema reale ad un sistema equivalente è relativamente semplice per alcuni organi, come ad esempio il volano, la linea d'assi e l'elica; risulta invece più complessa per gli altri e cioè il supporto reggispinta e l'albero a gomiti. Nella presente appendice verranno raccolti i risultati delle misure effettuate in proposito presso il nostro Stabilimento.

1) SUPPORTO REGGISPINTA.

Motore tipo C 758 S:

- 2 tempi, a semplice effetto, sovralimentato,
- diametro cilindro 750 mm
- corsa 1320 mm
- numero dei cilindri 8
- velocità di rotazione normale 132 giri/min

La struttura del supporto reggispinta è rappresentata in fig. 13.

La misura dell'elasticità venne eseguita a motore fermo, applicando mediante un martinetto idraulico una spinta crescente da 0 a 30 t secondo l'asse dell'albero a gomiti nei due sensi successivamente. Lo schema della misura è rappresentato in fig. 14. L'elasticità media ottenuta è risultata di $0,39 \cdot 10^{-5}$ mm/kg con la spinta diretta nello stesso senso di quella dell'elica e di circa $0,6 \cdot 10^{-5}$ mm/kg con la spinta diretta in senso contrario. L'elasticità del supporto reggispinta non è dunque uguale nei due sensi. Inoltre i valori ottenuti non tengono conto dell'influenza dell'inclinazione dei pattini e del velo d'olio che si sta-

bilisce durante la rotazione dell'albero motore, come già accennato nel testo.

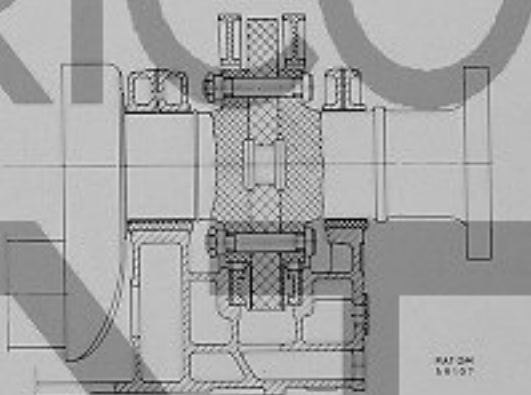


Fig. 13 - Struttura del supporto reggispinta.

Motore tipo C 685 S:

- 2 tempi, a semplice effetto, sovralimentato,
- diametro cilindro 680 mm
- corsa 1200 mm
- numero dei cilindri 5
- velocità di rotazione normale 140 giri/min

La struttura del supporto reggispinta è analoga a quella del motore precedente. La misura, eseguita con le stesse modalità della prova precedente, ha fornito una elasticità di $0,43 \cdot 10^{-5}$ mm/kg con una spinta avente la stessa direzione di quella dell'elica e di $0,51 \cdot 10^{-5}$ mm/kg con una spinta diretta in senso contrario.

2) ALBERO A GOMITI.

A quanto ci risulta, sulla letteratura tecnica sono comparse le seguenti due formule per il calcolo della deformabilità assiale dei gomiti dell'albero, proposte rispettivamente da Dorey [1] e da Draminsky e Warning [2].



Fig. 14 - Schema di misura dell'elasticità del supporto reggiapinta.

Formula di DOREY:

$$e = \frac{R^2}{E} \left[\frac{1,65 \cdot l}{J_m} (1-f) + \frac{R}{J_m} \left(\frac{2}{3} - f \right) \right]$$

in cui è:

$$f = 0,5 \left(1 - \frac{\alpha_m}{180} \right)$$

Formula di DRAMINSKY e WARNING:

$$e = \frac{R^2}{E} \left(\frac{1 + \frac{h}{3}}{J_o} + \frac{2}{3} \frac{R}{J_m} \right) + \frac{i}{AE} + \frac{2R}{bhG} - k \frac{R^2}{E} \left(\frac{1 + \frac{h}{3}}{2J_o} + \frac{R}{2J_m} \right)$$

in cui è:

$$k = 1 + \cos \alpha_m$$

I simboli hanno il seguente significato (vedasi anche fig. 15):

- e deformabilità assiale del gomito;
- A area della sezione dei perni di banco e di manovella;
- l lunghezza del perno di manovella;
- b larghezza del braccio di manovella;
- h spessore assiale del braccio di manovella;
- i interasse dei gomiti;
- R raggio di manovella;
- J_m momento di inerzia (minimo) della mascheretta = $\frac{1}{12} b h^3$;

J_o momento di inerzia equatoriale del perno di manovella = $\frac{1}{64} \pi d^4$;

α_m angolo medio di calettamento relativo delle manovelle adiacenti;

E modulo di elasticità normale del materiale dell'albero;

G modulo di elasticità tangenziale del materiale dell'albero.

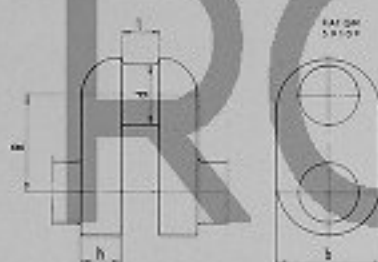


Fig. 15 - Gomito di un albero motore.

Secondo Draminsky e Warning, l'espressione della deformabilità assiale può essere ridotta a quella riportata più sotto, che tiene conto soltanto della flessione dei bracci e dei perni di manovella e che dovrebbe essere sufficientemente approssimata:

$$e = \frac{R^2}{E} \left(\frac{1 + \frac{h}{3}}{J_o} + \frac{2}{3} \frac{R}{J_m} \right)$$

Allo scopo di controllare l'attendibilità di queste formule, sono state eseguite presso il nostro Stabilimento le misure della deformazione assiale dei gomiti di diversi alberi. Più precisamente gli alberi sono stati caricati

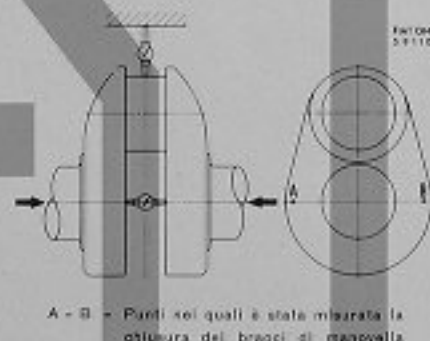
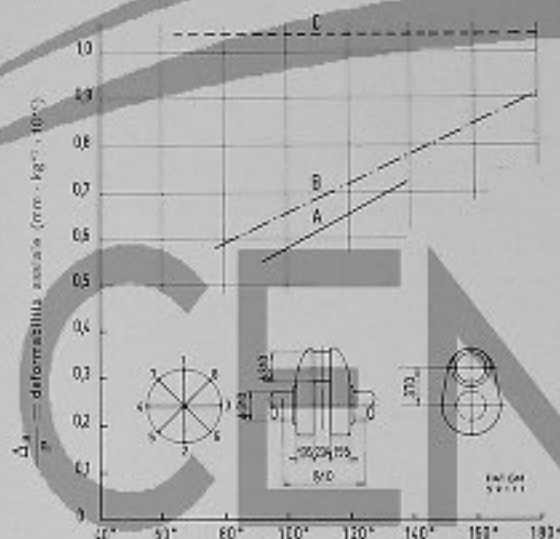


Fig. 16 - Schema di misura della deformabilità assiale e radiale dei gomiti degli alberi.

assialmente mediante un martinetto idraulico e sono state misurate le variazioni delle distanze fra le laccie prospicienti dei bracci di manovella. Nel corso della misura, gli alberi a gomiti venivano fatti ruotare mediante il

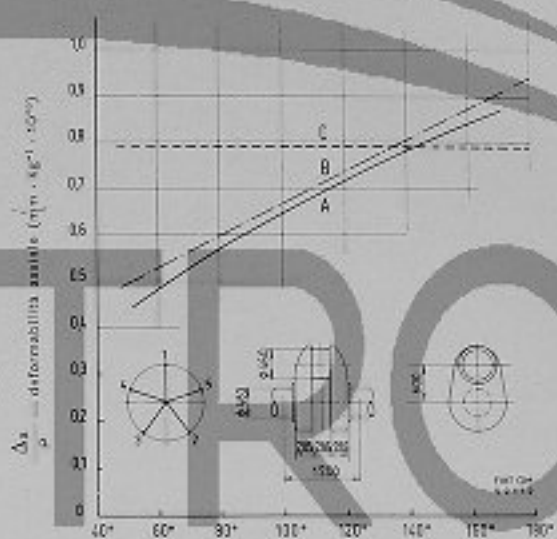
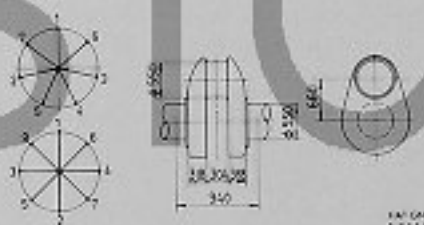


α_m = angolo medio di calciamento
dei gomiti adiacenti (grad)

Esempio per il gomito n. 5,

$$\alpha_m = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} = \frac{45^\circ + 90^\circ}{2} = 67^\circ 30'$$

Motore FIAT tipo M 458 A

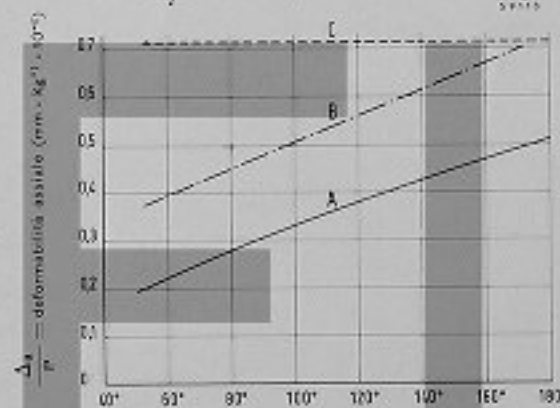


α_m = angolo medio di calciamento
dei gomiti adiacenti (grad)

Esempio per il gomito n. 3,

$$\alpha_m = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} = \frac{72^\circ + 72^\circ}{2} = 72^\circ$$

Motore FIAT tipo C 685 S

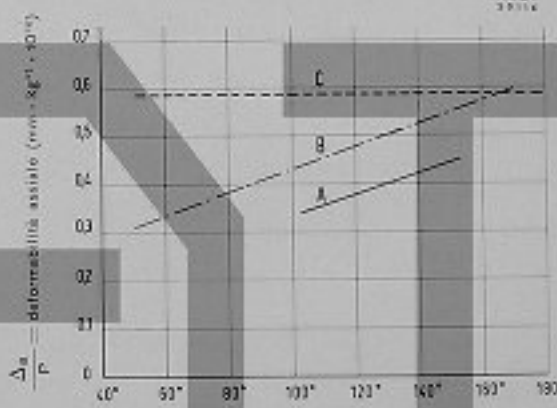


α_m = angolo medio di calciamento
dei gomiti adiacenti (grad)

Esempio per il gomito n. 6 del C 758 S,

$$\alpha_m = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} = \frac{140^\circ + 45^\circ}{2} = 112^\circ 30'$$

Motore FIAT tipo C 757 S e C 758 S



α_m = angolo medio di calciamento
dei gomiti adiacenti (grad)

Esempio per il gomito n. 11,

$$\alpha_m = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} = \frac{120^\circ + 100^\circ}{2} = 110^\circ$$

Motore FIAT tipo 7512 S

Fig. 17 - Deformabilità assiale dei gomiti di alberi motori

- A - Valori ricavati sperimentalmente
B - Valori calcolati con la formula di Dorey
C - Valori calcolati con la formula di Draminsky e Warring

viratore, allo scopo di rendere minimo l'effetto dell'attrito fra i perni di banco ed i cuscinetti relativi. Lo schema della misura è riportato in fig. 16. Come variazione della distanza fra i gomiti è stata assunta la media delle variazioni delle distanze fra i punti A e B. I valori ottenuti delle deformabilità sono stati riportati nella fig. 17 unitamente ai valori ricavati dalle formule di Dorey e di Draminsky e Warning. Come si può notare dai grafici, i valori rilevati si scostano sensibilmente dai valori ottenuti dalle formule suddette. Si può concludere quindi che

attualmente l'unico mezzo attendibile per ricavare la deformabilità assiale dell'albero a gomiti consiste nella misura diretta delle deformazioni.

Si tenga presente ancora che i punti con i quali sono state costruite le curve sperimentali sono risultati piuttosto dispersi. Questa dispersione è da attribuire in parte all'imprecisione della misura che, come si può ben comprendere, risulta piuttosto difficile, in parte probabilmente alla diversità dei giochi fra i perni di banco ed i relativi cuscinetti.

APPENDICE II

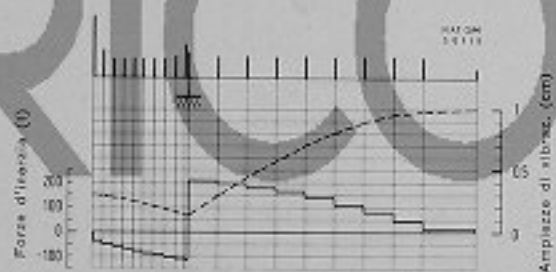
Esempio di calcolo delle frequenze di vibrazione assiale di un impianto per propulsione navale.

Nella presente appendice è riportato a titolo di esempio il calcolo secondo il metodo di Holzer delle tre prime frequenze di vibrazione assiale di un impianto marino azionato da un motore FIAT tipo 688 S (diametro cilindro: 680 mm, corsa stantuffo: 1200 mm, numero dei cilindri: 8), collegato all'elica per mezzo di una linea d'assi lunga circa 48 m. La riduzione dell'impianto al sistema equivalente è stata realizzata con le modalità riportate nell'appendice I. L'elasticità del reggispinta e dell'albero a gomiti è stata misurata su di un motore dello stesso tipo in montaggio presso il nostro Stabilimento. Le tabelle 2, 3 e 4 dei calcoli eseguiti secondo il metodo di Holzer sono riportate nelle pagine 50, 51, 52 e le linee elastiche in fig. 18.

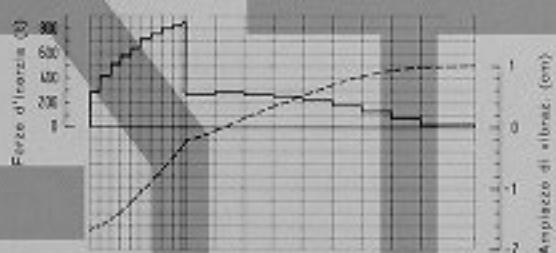
Ci siamo limitati al calcolo delle tre prime frequenze di vibrazione, in quanto sono le uniche che possono interessare in pratica. Le frequenze di ordine superiore hanno infatti dei valori sensibilmente più alti e possono quindi entrare in risonanza, alle velocità normalmente praticate (ca. 125 ÷ 135 giri/min), soltanto con armoniche eccitanti di ordine elevato che hanno delle ampiezze trascurabili.

Si noti che, contrariamente a quanto succede per le vibrazioni torsionali, i primi due modi di vibrazione hanno frequenze piuttosto vicine fra di loro e che nel primo modo l'elica vibra in fase con la massa posta all'estremità libera dell'albero motore, mentre nel secondo modo le due masse vibrano in opposizione di fase. Se quindi in uno dei modi di vibrazione l'azione delle componenti armoniche della spinta dell'elica si somma all'azione delle componenti armoniche dello stesso ordine dovute alle

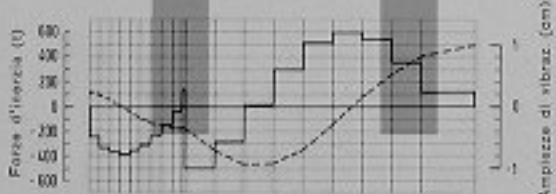
forze radiali delle manovelle, nell'altro modo di vibrazione le due corrispondenti azioni vengono a sottrarsi.



Primo modo di vibrazione



Secondo modo di vibrazione



Terzo modo di vibrazione

Fig. 18 - Motore tipo 688 S: linee elastiche e diagrammi delle forze d'inerzia per i primi tre modi di vibrazione.

..... linea elastica ——— forza d'inerzia

Frequenza: $F = 852 \text{ p/min}$; $\omega = 89,22 \text{ rad/sec}$; $\omega^2 = 7960,21 \text{ rad}^2/\text{sec}^2$

M A S S E		Forze per spostamenti unitari $M \omega^2$ $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{sec}^2$	Spostamenti per $X_1 = 1 \text{ cm}$ x cm	Forze per spostam. = X $M \omega^2 x$ $\text{kg} \cdot 10^2$	Forze risultanti $\Sigma M \omega^2 x$ $\text{kg} \cdot 10^2$	Elasticità $\frac{1}{C}$ $\text{cm} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 10^{-5}$	Spostamenti relativi Δx cm
n°	M $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{sec}^2$						
1	1,853	14,750	1,00000	14,750	14,750	1,309	0,01931
2	4,007	31,897	0,98069	31,282	46,032	0,705	0,03241
3	4,485	35,702	0,94824	33,854	79,886	0,735	0,05876
4	4,485	35,702	0,88952	31,759	111,645	0,735	0,08206
5	4,485	35,702	0,80746	28,828	140,473	0,750	0,10535
6	4,485	35,702	0,70211	25,067	165,540	0,750	0,12416
7	4,485	35,702	0,57795	20,634	186,174	0,735	0,13684
8	4,485	35,702	0,44111	17,749	201,923	0,735	0,14841
9	4,485	35,702	0,29270	10,450	212,373	0,716	0,15205
10	5,388	42,891	0,14064	6,033	218,406	$\left(\frac{1}{C}\right)_{\text{resc.}}$ $= 0,425 \cdot 10^{-5}$	
Reazione elastica del reggipinta: $R = -X_{10} \cdot C_{\text{resc.}} = -0,14064 \cdot 0,425 \cdot 10^{-1} = -0,05957$					330,919		
					-112,513		
11	7,479	59,536	0,14335	8,534	-103,979	0,02407	-0,00271
12	4,514	35,933	0,17044	6,125	-97,854	0,26054	-0,02709
13	4,271	33,999	0,19489	6,626	-91,228	0,24983	-0,02445
14	4,271	33,999	0,21768	7,400	-83,828	0,24983	-0,02279
15	4,271	33,999	0,23862	8,113	-75,715	0,24983	-0,02094
16	4,271	33,999	0,25754	8,756	-66,959	0,24983	-0,01892
17	4,271	33,999	0,27426	9,325	-57,634	0,24983	-0,01672
18	4,271	33,999	0,28856	9,814	-47,820	0,24983	-0,01440
19	6,294	50,103	0,30051	15,062	-32,758	0,24983	-0,01195
20	13,333	106,136	0,30806	32,697	-0,061	0,22754	-0,00745

Tabella 2 - Motore 688 S

Calcolo della frequenza del 1° modo di vibrazione assiale dell'albero motore.

Frequenza: $F = 1093$ p/min; $\omega = 114,483$ rad/sec; $\omega^2 = 13106,36$ rad²/sec²

M A S S E		Forze per spostamenti unitari	Spostamenti per $x_1 = 1$ cm	Forze per spostam. = x	Forze risultanti	Elasticit�	Spostamenti relativi
n°	M	$M \omega^2$	x	$M \omega^2 \cdot x$	$\Sigma M \omega^2 \cdot x$	$\frac{1}{C}$	Δx
	kg · cm ² · sec ²	kg · cm ⁻¹ · 10 ³	cm	kg · 10 ⁴	kg · 10 ⁵	cm · kg ⁻¹ · 10 ⁻³	cm
1	1,853	24,286	1,00000	24,286	24,286		
2	4,007	52,517	0,96821	50,848	75,134	1,309	0,03179
3	4,485	58,782	0,91524	53,799	128,933	0,705	0,05297
4	4,485	58,782	0,82047	48,229	177,162	0,735	0,09477
5	4,485	58,782	0,69026	40,576	217,738	0,735	0,13021
6	4,485	58,782	0,52696	30,975	248,713	0,750	0,16330
7	4,485	58,782	0,34042	20,010	268,723	0,750	0,18654
8	4,485	58,782	0,14291	8,401	277,124	0,735	0,19751
9	4,485	58,782	-0,06078	-3,573	273,551	0,735	0,20369
10	5,388	70,617	-0,25664	-18,123	255,428	0,716	0,19586
Reazione elastica del reggiapinta: $R = x_{10} \cdot C_{regg}$				0,25664		$\left(\frac{1}{C}\right)_{regg} =$	
				$0,425 \cdot 10^{-3}$	$= 603,861$	$= 0,425 \cdot 10^{-3}$	
					859,289		
11	7,479	98,022	-0,27732	-27,185	832,104	0,02407	0,02068
12	4,514	59,162	-0,49412	-29,233	802,871	0,26054	0,21680
13	4,271	55,977	-0,69470	-38,887	763,984	0,24983	0,20058
14	4,271	55,977	-0,88557	-49,572	714,412	0,24983	0,19087
15	4,271	55,977	-1,06405	-59,563	654,849	0,24983	0,17848
16	4,271	55,977	-1,22765	-68,720	586,129	0,24983	0,16360
17	4,271	55,977	-1,37408	-76,918	509,211	0,24983	0,14643
18	4,271	55,977	-1,50130	-84,039	425,172	0,24983	0,12722
19	6,294	82,497	-1,60752	-132,607	292,565	0,24983	0,10622
20	13,333	174,749	-1,67409	-292,542	0,023	0,22754	0,06657

Tabella 3 - Motore 688 S

Calcolo della frequenza del 2° modo di vibrazione assiale dell'albero motore.

Frequenza : $F = 2561$ p/min ; $\omega = 268,14$ rad/sec ; $\omega^2 = 71901$ rad²/sec²

M A S S E		Forze per spostamenti unitari $M \omega^2$ $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{sec}^2$	Spostamenti per $x_1 = 1$ cm x cm	Forze per spostam. = x $M \omega^2 x$ $\text{kg} \cdot 10^3$	Forze risultanti $\Sigma M \omega^2 x$ $\text{kg} \cdot 10^3$	Elasticit� $\frac{1}{C}$ $\text{cm} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot 10^{-5}$	Spostamenti relativi Δx cm
n°	M $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{sec}^2$						
1	1,853	133,233	1,00000	133,233	133,233	1,309	0,17440
2	4,007	288,108	0,82560	237,861	371,094	0,705	0,26162
3	4,485	322,476	0,56398	181,869	552,963	0,735	0,40648
4	4,485	322,476	0,15755	50,806	603,769	0,735	0,44377
5	4,485	322,476	-0,28622	-92,300	511,469	0,750	0,38360
6	4,485	322,476	-0,66982	-216,003	295,466	0,750	0,22160
7	4,485	322,476	-0,89142	-287,463	8,003	0,735	0,00589
8	4,485	322,476	-0,89731	-289,360	-281,357	0,735	-0,20680
9	4,485	322,476	-0,69051	-222,673	-504,030	0,716	-0,36089
10	5,388	387,403	-0,32962	-127,697	-631,727	$\left(\frac{1}{C}\right)_{\text{max}} =$ $0,425 \cdot 10^{-5}$	
Relazione elastica del reggispinta: $R = x_{10} \cdot C_{\text{regg.}} = \frac{0,32962}{0,425 \cdot 10^{-5}} = 775,384$					143,857		
11	7,479	537,749	-0,33309	-179,117	-35,260	0,02407	0,00347
						0,26054	-0,00919
12	4,514	324,562	-0,32390	-105,121	-140,385	0,24983	-0,03507
13	4,271	307,090	-0,28883	-88,696	-229,081	0,24983	-0,05723
14	4,271	307,090	-0,23160	-71,120	-300,201	0,24983	-0,07500
15	4,271	307,090	-0,15660	-48,090	-348,291	0,24983	-0,08702
16	4,271	307,090	-0,06958	-21,368	-369,659	0,24983	-0,09235
17	4,271	307,090	0,02277	6,992	-362,667	0,24983	-0,09060
18	4,271	307,090	0,11337	34,817	-327,850	0,24983	-0,08191
19	6,294	449,310	0,19328	88,373	-249,447	0,22754	-0,05449
20	13,333	958,658	0,24977	239,446	-0,031		

Tabella 4 - Motore 688 S

Calcolo della frequenza del 3° modo di vibrazione assiale dell'albero motore.

APPENDICE III

Componenti armoniche delle spinte radiali sui bracci di manovella.

Come è stato ricordato nel capitolo 4), le componenti armoniche delle spinte radiali sui bracci di manovella possono provocare delle vibrazioni assiali non trascurabili. Abbiamo pertanto voluto riportare nella tabella 5 i valori delle prime dodici componenti armoniche, ricavati dai rilievi della pressione dei gas eseguiti sui

valori trovati sono utilizzabili soltanto nei motori con un ciclo indicato simile a quello del motore preso in considerazione.

Naturalmente i rilievi della pressione dei gas non presentano nessuna difficoltà e la documentazione in proposito sulla letteratura tecnica è particolarmente abbondante.

n° d'ordine dell'armonica	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ampiezza (kg/cm ²)	15,00	12,57	8,22	5,17	3,28	1,91	1,08	0,925	0,550	0,460	0,425	0,359
Fase φ	85°	75°	66°	60°	49°	37°	20°	0°	334°	310°	300°	285°

Tabella 5 - Motore C 758 S: componenti armoniche della spinta radiale sui bracci di manovella dovuta alla pressione del gas sullo stantuffo (p.m.l. = 7 kg/cm²).

motore FIAT tipo C 758 S (diametro cilindro: 750 mm, corsa: 1320 mm, numero dei cilindri: 8) alla pressione media indicata di 7 kg/cm². Si tenga presente che i

Il lettore interessato all'argomento potrà quindi ricavare facilmente le componenti armoniche di qualsiasi ciclo mediante una semplice scomposizione in serie di Fourier.

APPENDICE IV

Alcune osservazioni sul calcolo delle ampiezze di vibrazione assiale.

Per calcolare le ampiezze di oscillazione di un sistema vibrante, è necessario poter valutare il lavoro che le cause eccitanti compiono durante un'oscillazione completa.

Il caso delle vibrazioni assiali, eccitate da vibrazioni torsionali, è stato trattato da Draminsky e Warning [2], ai quali rimandiamo per maggiori dettagli.

Se le vibrazioni assiali sono eccitate dalle componenti armoniche della spinta dell'elica, nota la linea elastica, il lavoro delle forze esterne è immediatamente calcolabile, in quanto la direzione di tali forze coincide con quella dello spostamento del loro punto di applicazione.

Più complesso è il caso delle vibrazioni assiali eccitate dalle componenti armoniche delle forze agenti lungo i bracci di manovella. Infatti il calcolo del lavoro eccitante richiede la conoscenza dello spostamento radiale che subiscono i perni di manovella per effetto di un con-

temporaneo spostamento assiale. Il rapporto dei due spostamenti può essere definito « indice di spostamento radiale dei perni di manovella ». Naturalmente esso dipende, oltre che dalla forma e dalle dimensioni del singolo gomito, anche dall'angolo di calettamento dei gomiti adiacenti, che dovrebbero appunto stabilire l'entità del momento applicato alla base dei bracci di manovella. Per le stesse difficoltà cui abbiamo accennato a pag. 36 del testo e cioè a causa della complessità di forma dell'albero motore, è evidente che il calcolo diretto, mediante le formule delle travi, dell'indice di spostamento radiale ha poche probabilità di fornire dei risultati attendibili. Anche in questo caso quindi è necessario ricorrere alla misura diretta dell'indice di spostamento radiale. Misure di questo genere sono state eseguite circa 20 anni fa da Dorey [1]; più recentemente sono state ripetute

presso il nostro Stabilimento su di un albero di un motore FIAT tipo C.759 S (2 tempi, sovralimentato, diametro cilindro: 750 mm, corsa stantuffo: 1320 mm, numero dei cilindri: 9).

n° manovella	Deformazione assiale del gomito mm · 10 ⁻²	Spostamento radiale del perno di manovella mm · 10 ⁻²	Indice di spostamento radiale
1	9,5	12	1,25
2	14	10	0,71
3	14	8	0,57
4	17	9	0,53
5	16	6	0,38
6	12,5	11	0,88
7	11	9	0,82
8	10,5	6	0,57
9	11,5	10	0,87
Valore medio dell'indice di spostamento radiale: 0,73			

Tabella 6 - Motore C.759 S: misura dell'indice di spostamento radiale dei perni di manovella.

Le modalità di prova sono riportate nella fig. 21 (pag. 56) ed i risultati ottenuti nella tabella 6; da essa risulta che l'indice di spostamento radiale ha un valore medio di circa 0,73 con estremi che raggiungono rispettivamente il valore di 0,38 e 1,25.

Il tentativo di ricavare una legge dell'indice di spo-

stamento radiale in funzione dell'angolo di calettamento delle manovelle adiacenti non ha dato però dei risultati soddisfacenti.

Questo fatto è attribuibile probabilmente sia alla difficoltà delle misure (si tratta di spostamenti di qualche centesimo di millimetro) sia all'influenza che il gioco dei cuscinetti, che è dello stesso ordine di grandezza dello spostamento radiale, esercita sullo spostamento stesso.

Per chiarire maggiormente l'argomento, abbiamo in programma altri esperimenti sui quali riferiremo in un prossimo articolo.

Noto l'indice di spostamento radiale dei perni di manovella, la conoscenza dell'ampiezza delle azioni eccitanti e degli smorzamenti del sistema permetterebbe di calcolare le ampiezze di oscillazione del sistema stesso.

Come abbiamo già accennato nel testo, a causa della non completa conoscenza di alcuni elementi del problema, non è possibile ancora calcolare a priori con una sufficiente esattezza le ampiezze di vibrazione e quindi le sollecitazioni dovute alle diverse armoniche delle spinte radiali sui bracci di manovella. Ad ogni modo, allo scopo di fornire un'indicazione, seppure incompleta, circa l'importanza relativa delle diverse armoniche per i tre modi di vibrazione presi in considerazione, è stato calcolato per l'impianto già trattato nelle appendici I e II il lavoro delle componenti armoniche della spinta dei gas agenti lungo il raggio di manovella in corrispondenza delle tre linee elastiche, con le seguenti ipotesi:

- ampiezza unitaria delle linee elastiche sulla manovella del cilindro più distante dal volano;

Ordine dell'armonica	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	Frequenza di vibrazione per/min
Linea elastica di 1° grado	62	145	33	171	14	26	6	100	3	8	2,5	17	852
Velocità di risonanza giri/min	852	426	284	213	170	142	122	170	95	85	77	71	
Linea elastica di 2° grado	73	141	18	149	7,5	25	7	100	4	8	1,3	15	1093
Velocità di risonanza giri/min	1093	546	364	273	219	182	156	137	121	109	99	91	
Linea elastica di 3° grado	509	825	81	762	34	148	49	100	27	46	60	77	2561
Velocità di risonanza giri/min	2561	1280	854	640	512	427	366	320	285	256	233	213	

Tabella 7 - Motore 688 S: velocità normale 125-130 giri/min - Lavori eseguiti dalle diverse armoniche per i primi tre gradi di vibrazione. I lavori sono riportati come percentuale del lavoro eseguito dalla prima armonica fondamentale.

— indice di spostamento radiale dei perni di manovella costante.

I numeri ottenuti sono riportati nella tabella 7 e rappresentano i lavori eseguiti dalle diverse armoniche come percentuale del lavoro compiuto dalla prima armonica fondamentale (di ordine uguale a quello del numero dei cilindri).

— il secondo grado di vibrazione può entrare in risonanza con le armoniche di ordine superiore al 9°; i corrispondenti lavori risultano però molto piccoli e pertanto le relative ampiezze di oscillazione saranno trascurabili; soltanto verso il limite superiore del campo di velocità normale si potrà notare l'effetto della 8ª armonica;

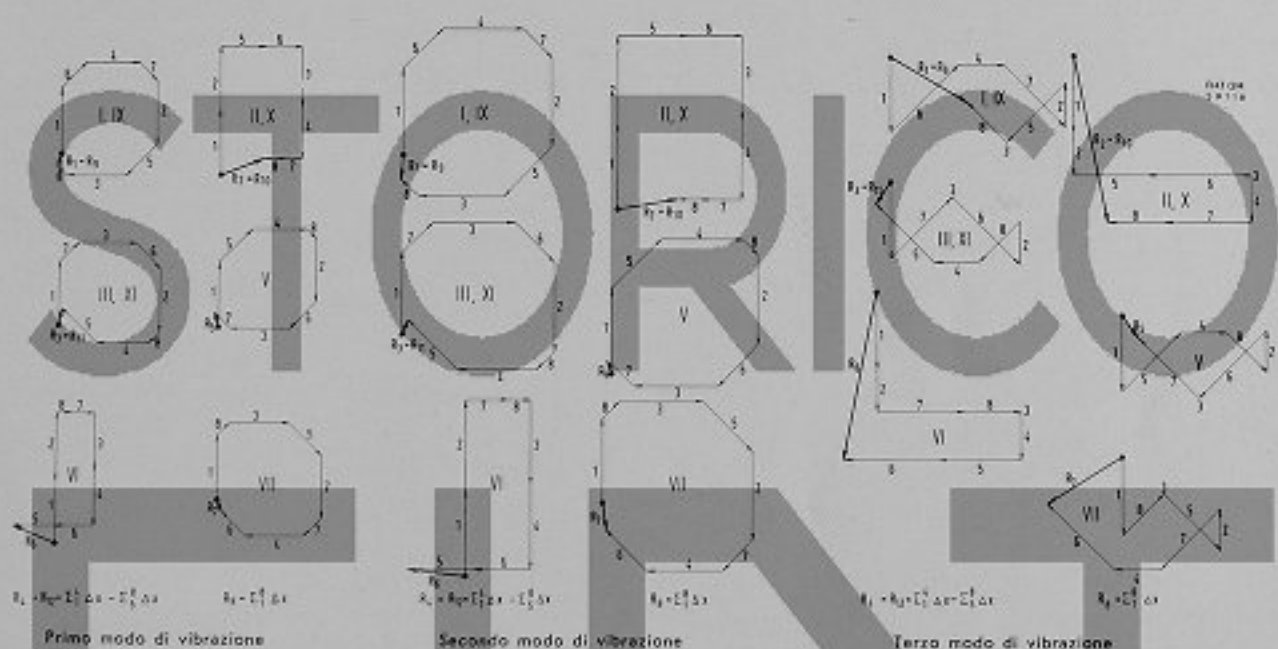
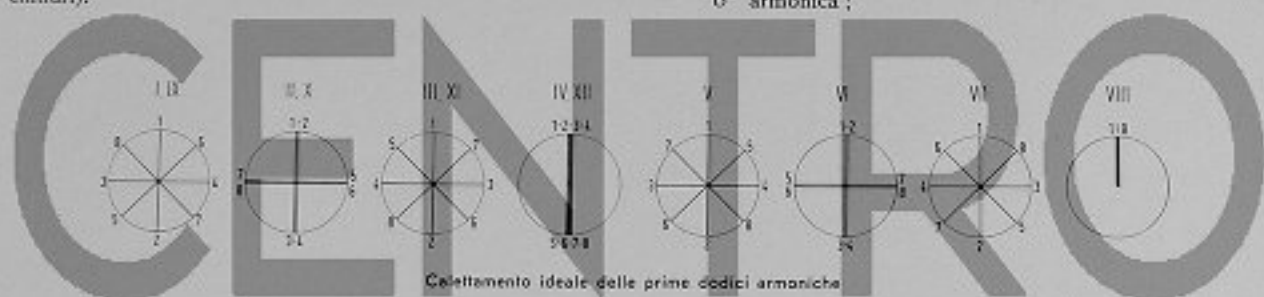


Fig. 19 - Motore tipo 600 S; lavori eseguiti dalle prime dodici armoniche delle spinte radiali sui perni, in corrispondenza delle linee elastiche dei primi tre modi di vibrazione.

Si tenga presente che sono confrontabili fra di loro soltanto i valori che si riferiscono ad una determinata linea elastica.

Dall'esame della tabella si può osservare quanto segue:

— il primo grado di vibrazione può entrare in risonanza soltanto con le armoniche di ordine superiore al 6°. Di queste soltanto l'ottava armonica può dar luogo ad ampiezze di vibrazioni non trascurabili in prossimità della velocità normale;

— il terzo grado di vibrazione ha una frequenza già piuttosto elevata, cosicché in prossimità della velocità normale esso potrà essere eccitato soltanto dalle armoniche di ordine superiore al 20° che hanno però un'intensità praticamente irrilevante.

Per maggior chiarezza, nella fig. 19 è stata riportata l'usuale costruzione grafica, mediante la quale viene rappresentato il lavoro delle prime dodici armoniche in corrispondenza delle tre linee elastiche considerate.

APPENDICE V

Sollecitazioni indotte dalle vibrazioni assiali nell'albero motore.

Note le ampiezze di oscillazione del sistema vibrante, il problema pratico che si presenta è la determinazione delle massime sollecitazioni che si verificano nel sistema stesso. Come è già stato avvertito nel testo, l'organo di gran lunga più sollecitato è l'albero a gomiti e pertanto di esso si tratterà nella presente appendice.

In definitiva si tratta di:

- localizzare le zone maggiormente sollecitate dell'albero,
- valutare la sollecitazione nominale in tali zone,
- determinare i coefficienti di maggiorazione dovuti alle brusche variazioni della forma e della giacitura delle varie sezioni dei gomiti.

Allo scopo di chiarire i tre punti precedenti sono state eseguite presso il nostro Stabilimento le misure delle sollecitazioni sia su gomiti isolati, sia su alberi completi, assoggettati ad una forza assiale.

Nella fig. 20 sono riportate le modalità di prova ed i risultati ottenuti su un gomito isolato sollecitato da una forza assiale che tendeva ad aprire i bracci di manovella. Dall'esame di tali risultati è stato constatato:

— la sollecitazione in mezzeria del perno di manovella corrisponde praticamente alla sollecitazione nominale calcolata con le formule delle travi ($0,9 \text{ kg/mm}^2$ misurata contro $0,87 \text{ kg/mm}^2$ calcolata);

- la massima sollecitazione si verifica in corrispondenza del raccordo fra perni e bracci di manovella;
- il coefficiente di maggiorazione in tale zona è risultato uguale circa a 4.



Fig. 20 - Misura delle sollecitazioni (σ : kg/mm^2) di un gomito isolato, soggetto ad una forza assiale.

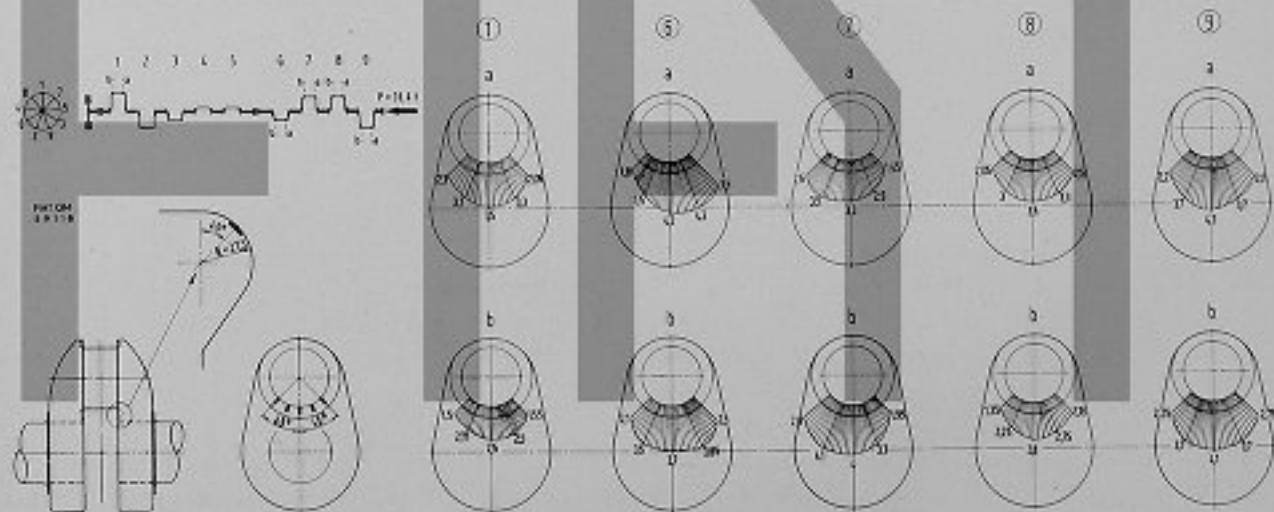


Fig. 21 - Motore C 759 S: misura delle sollecitazioni (kg/mm^2) dei gomiti dell'albero motore completo, soggetto ad una forza assiale.

— Punto di applicazione degli estensimetri piezoelettrici.

Poiché, come riportato nel testo, lo stato di sollecitazione di un gomito dipende anche dal calettamento delle manovelle adiacenti, è stata eseguita una esperienza applicando una forza assiale all'albero completo di un motore tipo C 759 S, come già accennato in appendice IV. Tale esperienza aveva lo scopo soprattutto di individuare la posizione radiale sulla zona di raccordo fra braccio e perno di manovella nella quale si verificava la massima sollecitazione. Le misure sono state estese a 5 gomiti.

Le modalità della prova ed i risultati ottenuti sono rappresentati nella fig. 21 dalla quale si può osservare quanto segue:

- come era prevedibile e come riportato anche nel testo a pag. 40 la massima sollecitazione dei singoli gomiti dipende dall'angolo di calettamento dei gomiti adiacenti;
- la massima sollecitazione non si verifica sempre nel piano contenente i bracci di manovella, ma risulta leggermente spostata e lo spostamento dipende dall'angolo di calettamento delle manovelle adiacenti. In ogni caso però la differenza tra la sollecitazione massima e quella sul piano di simmetria dei bracci di manovella è molto piccola.

Dott. Ing. ALBERTO GUGLIELMOTTI.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DOREY, S. F. - *Strength of marine shafting* - N. E. C. I. Trans., Vol. 55, p. 203 (1938-39).
- [2] DRAMINSKY, P. e WARNING, T. - *Vibrations axiales des arbres-manivelles* - Bull. Techn. Vezitas, Vol. 22, p. 13 (supplemento al fascicolo di maggio 1940).
- [3] POOLE, R. - *The axial vibration of Diesel engines crankshafts* - Inst. of Mech. Engineers (Proc), Vol. 146, p. 167 (1941).

LE TRE NUOVE MOTONAVI TIPO "BERNINA", DELLA SOC. ADRIATICA DI NAVIGAZIONE



M/B BERNINA

Sono entrate in servizio nei primi mesi del 1959 le tre nuove navi celeri per servizio misto passeggeri e merci « Bernina », « Brennero » e « Stelvio » della Soc. Adriatica di Venezia.

Queste navi si affiancano alle altre già entrate in servizio negli anni scorsi e cioè « San Marco » e « San Giorgio » (vedi B. T. n. 3 del 1956) ed « Enotria » e « Messapia » (vedi B. T. n. 1 del 1953), completando, per il momento, il programma di ricostruzione della flotta della Soc. Adriatica, duramente provata dagli eventi bellici.

Delle tre navi, una è stata costruita dai Cantieri Riuniti dell'Adriatico a Monfalcone: la « Stelvio », e le gemelle « Bernina » e « Brennero » a Livorno nei Cantieri Luigi Orlando della Soc. Ansaldo.

Esse sono attualmente impiegate nei servizi di linea fra i porti italiani dell'Adriatico e del Tirreno e l'Egitto, la Siria e l'Anatolia.

Le caratteristiche principali sono le seguenti:

- lunghezza fuori tutto 109,00 m
- lunghezza fra le perpendicolari 97,20 m

— larghezza fuori ossatura	16,20 m
— altezza: al ponte di coperta	9,75 m
al ponte principale	7,40 m
— immersione media a pieno carico	5,85 m
— portata lorda corrispondente	circa 2300 t
— stazza lorda	circa 4350 t
— stazza netta	2341,51 t
— capacità di carico generale	circa 3750 m ³
— capacità di carico refrigerato	circa 100 m ³
— potenza motori principali C.R.D.A. - FIAT	2 x 2500 Cv
— velocità normale in servizio	16,75 nodi
— velocità massima alle prove	17,6 nodi

Le navi

Sono del tipo a sovrastruttura completa con castello prodiero ed un lungo cassero centrale; prora slanciata, poppa ad incrociatore, una ciminiera e due alberi. Hanno 5 ponti e 4 ative che sono servite da picchi e verricelli, tutti elettrici; sono consentite così le operazioni di carico

e scarico indipendentemente dai mezzi portuali; uso dei corridoi è adibito ad autorimessa.

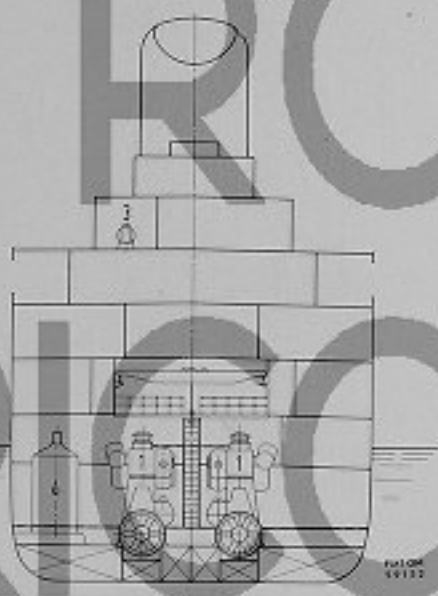
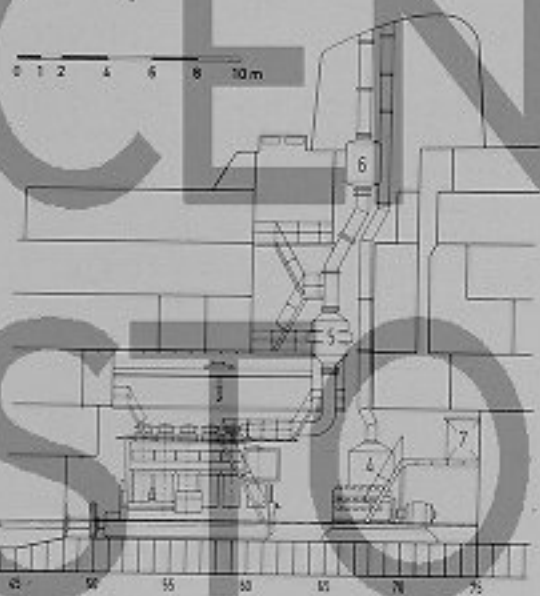
Le tre nuove motonavi possono portare ciascuna 105 passeggeri suddivisi in due classi; sono fornite di una sala da pranzo, una sala di soggiorno con bar, una di scrittura e vestibolo.

Il motore

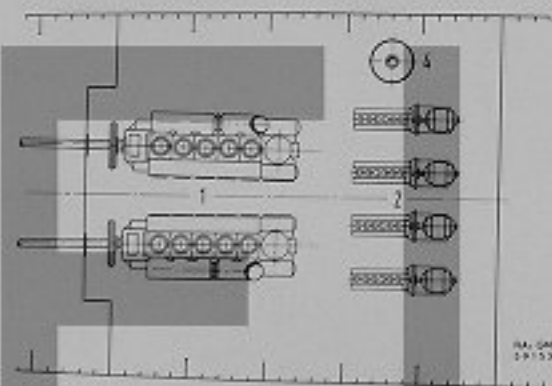
I motori appartengono al tipo di media potenza e media velocità di rotazione e sono stati appositamente studiati per quelle applicazioni nelle quali, pur volendo conservare i pregi dei motori con testa a croce, si richiedono un ingombro in altezza ed un peso limitati.

SEZIONE LONGITUDINALE

SEZIONE TRASVERSALE
sull'ordinata 50 vista da poppa



PIANTA SUL PAGLIOLO



MOTONAVI TIPO "BERNINA", sistemazione apparecchio motore

- 1 - Motori di propulsione C.R.D.A. - FIAT 605 T
- 2 - Gruppi elettrogeni
- 3 - Gruppo elettrogeno di emergenza
- 4 - Caldera ausiliaria
- 5 - Caldera a gas di scarico
- 6 - Silenziatore
- 7 - Quadro elettrico

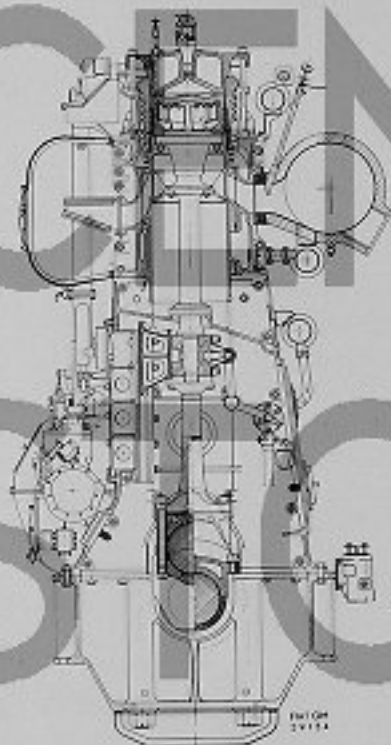
Sono arredate modernamente e dotate di impianti completi di ventilazione meccanica e di riscaldamento; le sale pubbliche hanno inoltre un impianto di condizionamento d'aria che garantisce, in qualsiasi clima, una temperatura non superiore ai 26° con un opportuno grado di umidità. Per accrescere il confort dei passeggeri, le navi, come tutte le recenti costruzioni dell'Adriatica, sono munite di pinne stabilizzatrici retrattili tipo Denny Brown a manovra idraulica.

Già per le M/n « San Marco » e « San Giorgio » precedentemente citate, della Soc. « Adriatica », furono costruiti quattro motori della classe 600 T, a sette cilindri, le cui principali caratteristiche sono riportate nel nostro Bollettino Tecnico n. 3 del 1956.

Sulle tre nuove motonavi sono stati installati complessivamente sei motori della stessa classe, tipo 605 T, a 5 cilindri, del diametro di 600 mm e corsa stantuffi 800 mm. Essi sono direttamente accoppiati alle linee

dassi e sviluppano in servizio la potenza di 2500 Cv a ca. 210 giri/min.

Anche questi motori, come quelli a sette cilindri sono stati costruiti su licenza dai C.R.D.A., Fabbrica Macchine S. Andrea di Trieste.



Motore 605 T - Sezione trasversale.

Essi funzionano secondo il ciclo Diesel a due tempi, semplice effetto, senza sovralimentazione e sono direttamente reversibili.

Si è conservata la soluzione, adottata a suo tempo per i primi motori, dell'incastellatura costituita da blocchi comprendenti più cilindri, soluzione consentita dalle minori dimensioni relative del motore. Anche in questo caso, il minor rapporto corsa/diametro non ha permesso di adottare il sistema di costruzione semicomposto dell'albero a manovelle, per cui l'albero è stato costruito lucinato, ma in un sol pezzo, data la minore dimensione longitudinale rispetto al 607 T.

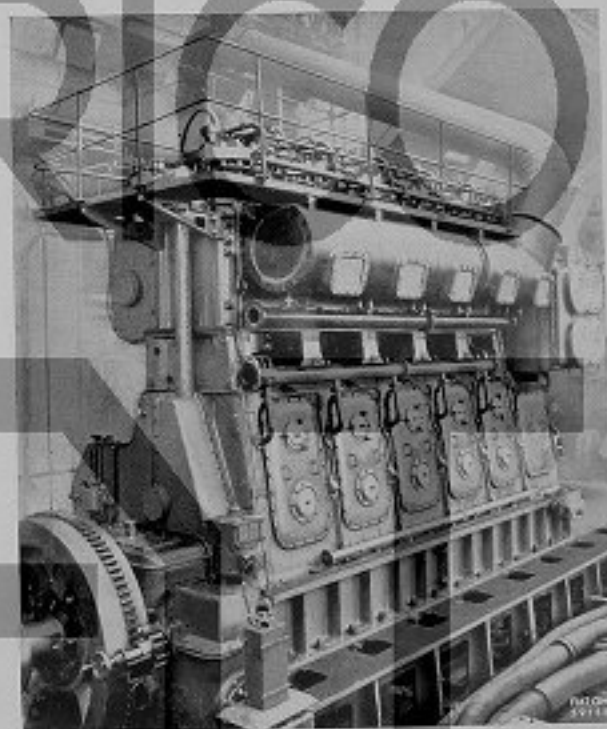
Per questo motivo il comando delle pompe di iniezione e dei dispositivi di avviamento, è stato derivato, con un treno di ingranaggi, dall'estremità lato volano dell'albero motore, anziché dalla flangia di unione dei due tronchi dell'albero, come sui motori 607 T precedenti.

Le altre caratteristiche dei motori 605 T sono simili a quelle dei motori 607 T ed in generale a quelle di tutti i nostri motori a due tempi con testa a croce.

E' interessante far notare che è stato acquisito l'ordine, e sono attualmente in costruzione, altri motori di questa classe, nell'edizione sovralimentata, per le nuove navitraghetto delle Ferrovie dello Stato Italiano.

Si tratta di motori a sei cilindri in linea da 4200 Cv di potenza nominale ciascuno, per i quali, a somiglianza di quanto fatto per i motori di diametro 520, 680, 750 e 900, è stata adottata la soluzione di sistemare una pompa aria lateralmente a ciascun cilindro, incorporata nella guida del pattino di testa a croce, con lo stantuffo azionato direttamente da un braccio montato sul pattino.

Le pompe aria forniranno l'aria di alimentazione funzionando in serie con le turbosolfranti a gas di scarico, alimentate con il sistema a pressione costante, come ormai tradizionale in tutti i motori FIAT a due tempi sovralimentati.



Il motore 605 T sul banco di prova.

Anche in questo caso la necessità di avere motori di potenze unitarie relativamente elevate, unita alla scarsità di spazio disponibile, specialmente in senso verticale, ha portato la scelta sui motori tipo 600 T, che riuniscono felicemente in sé queste caratteristiche.



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



REPARTO MECCANICA PESANTE - In primo piano, lavorazione di "montanti" ad una alesatrice-fresatrice di grande potenza.