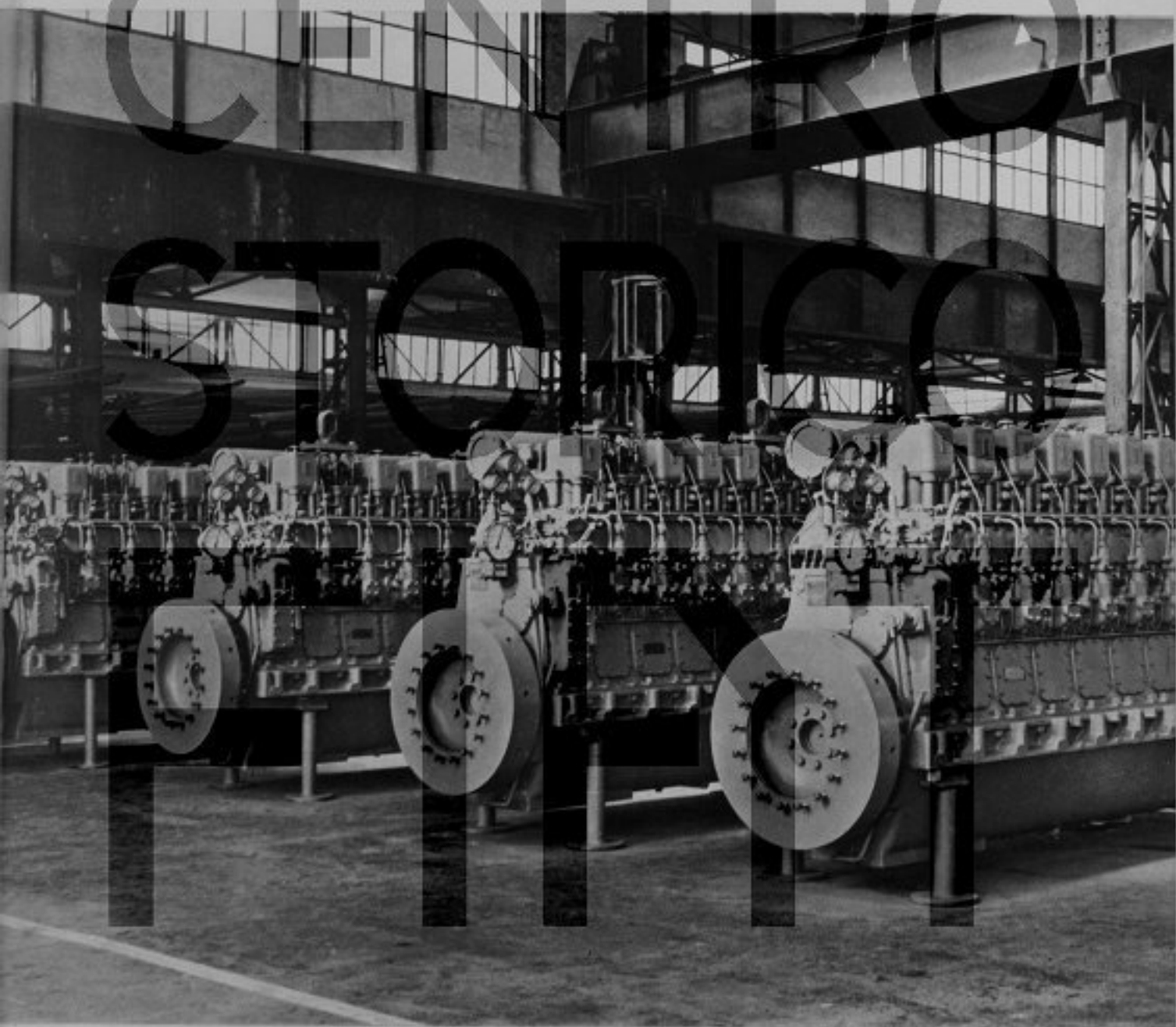


BOLLETTINO TECNICO
N. 3 1967 VOL. XX
LUGLIO - SETTEMBRE
Spediz. in abbonamento postale - Gruppo IV

FIAT GRANDI
MOTORI



Il silenziamento delle turbine a gas

dott. ing. G. Giordano pag. 51

Alcune considerazioni sulla messa a punto del motore L 230

dott. ing. R. Maciotta pag. 65

Navi con motori FIAT entrate in servizio nel 1966

pag. 74



In copertina: Motori FIAT L 230 pronti alla spedizione.

CENTRO

Il silenziamento delle turbine a gas

dott. ing. G. Giordano

Premessa

La turbina a gas industriale ha assunto, in questi ultimi anni, un ruolo sempre più importante nel campo della produzione di energia.

Alla fine dell'anno 1966 erano installate, in tutto il mondo, circa 6500 turbine a gas, quasi metà delle quali di potenza superiore a 1000 HP. Soltanto queste ultime costituivano una potenza totale installata di oltre 32 milioni di HP, all'incirca doppia della potenza installata due anni prima.

La diffusione e gli impieghi delle turbine a gas hanno comportato la necessità sempre maggiore di installare queste macchine in zone abitate o addirittura in zone residenziali. La FIAT ha, ad esempio, realizzato una Centrale con tre gruppi da 32.000 kW nella zona ove è in corso l'ampliamento della città di Belgrado, a poca distanza dal nuovo Centro Direzionale e dalle nuove zone residenziali della capitale jugoslava.

La costruzione di Centrali con turbine a gas in località densamente abitate o destinate al riposo è evidentemente legata alla necessità di ridurre al minimo il disturbo per gli abitanti.

Scopo di questo articolo è di mostrare, in base alla nostra esperienza, come i moderni sistemi di assorbimento del rumore permettano di ottenere delle notevoli riduzioni dell'intensità sonora emessa dalle turbine a gas, consentendone l'installazione anche dove è richiesto un livello di rumorosità molto basso.

Vengono premesse alcune considerazioni relative ai fenomeni acustici, accennando soltanto, per brevità, ad alcune definizioni fondamentali ed alle unità di misura di impiego più comune.

PARTE I

Richiami teorici

1) Suono e rumore

Un corpo in vibrazione immerso in un mezzo elastico (in generale l'aria) vi genera, a spese della sua energia, delle onde elastiche.

L'energia del corpo in vibrazione produce nel mezzo elastico compressioni e rarefazioni, le quali si propagano, nel senso che ogni strato del mezzo elastico pone in vibrazione il successivo, trasmettendogli dell'energia meccanica.

Si ha cioè un flusso di energia trasmesso per onde. Queste onde (se la loro frequenza è compresa entro un determinato campo) vengono percepite dall'orecchio umano dando luogo al fenomeno fisiologico della ricezione del suono.

Il suono «puro» è dovuto a vibrazioni sinusoidali semplici, il suono «musicale» è dovuto a vibrazioni sinusoidali aventi una frequenza fondamentale accompagnata da altre armoniche, il «rumore» è convenzionalmente definito una «perturbazione» sonora a cui manca un carattere di periodicità.

2) Grandezze caratteristiche dei fenomeni acustici

Le principali grandezze che hanno interesse nello studio dei fenomeni acustici sono le seguenti:

Periodo: Tempo in secondi corrispondente ad una oscillazione completa.

Frequenza: Reciproco del periodo, cioè numero di oscillazioni sonore complete in un secondo. È misurata in periodi al secondo o Hertz (Hz).

Le frequenze delle oscillazioni che interessano i fenomeni acustici sono mediamente comprese nel campo 20 ± 16.000 Hz.

Velocità del suono: Velocità di propagazione delle oscillazioni sonore attraverso il mezzo in cui avvengono. La velocità del suono dipende dalle caratteristiche del mezzo elastico nel quale avvengono le oscillazioni ed è espressa per gli aeriformi dalla relazione:

$$V = \sqrt{Kpv_g} \quad (1)$$

in cui:

V = velocità del suono (m/sec)

p = pressione del gas in cui avviene l'oscillazione sonora (kg/m^2)

v = volume specifico del gas (m^3/kg)

g = accelerazione di gravità (m/sec^2)

K = $C_p/C_v = \gamma$ Rapporto tra i calori specifici del gas in cui avviene l'oscillazione sonora.

Nell'aria calma, alla pressione di 760 mm Hg e alla temperatura di 15°C , la velocità del suono è pari a 340 m/sec.

Lunghezza d'onda: Spazio percorso da un'onda sonora in un tempo pari al periodo. E' espressa alla relazione:

$$\lambda = VT = \frac{V}{f} \quad (2)$$

in cui:

λ = lunghezza d'onda (metri)

V = velocità del suono (m/sec)

T = periodo (secondi)

f = frequenza (Hertz)

Pressione acustica: Variazione della pressione del mezzo, rispetto alla pressione ambiente, dovuta alle vibrazioni sonore. Viene misurata in microbar ($1 \text{ microbar} = 1 \text{ dina/cm}^2 = 1,02 \cdot 10^{-6} \text{ kg/cm}^2$).

Potenza acustica: Energia irradiata nell'unità di tempo da una sorgente sonora.

Viene misurata in picowatt (10^{-12} Watt).

Intensità energetica del suono: La propagazione di un'onda sonora è accompagnata, come si è detto, da un flusso di energia. L'energia acustica che attraversa, in un secondo, una superficie unitaria perpendicolare alla direzione dell'onda sonora, è l'intensità energetica del suono, che in generale è espressa dalla relazione:

$$I = 10^5 \cdot u p \cos \varphi \quad (3)$$

in cui:

I = intensità energetica del suono (Watt/cm^2)

u = velocità di propagazione dell'onda sonora (m/sec)

p = pressione acustica (dine/cm^2)

φ = differenza di fase tra le direzioni di propagazione di p ed u.

Nel caso particolare di una sfera avente nel suo centro una sorgente sonora puntiforme che irradia nello spazio circostante una potenza acustica W, l'intensità energetica media vale:

$$I = \frac{W}{4\pi r^2} \quad (4)$$

essendo $4\pi r^2$ la superficie della sfera espressa in cm^2 .

3) Misura dell'intensità del suono

Da quanto si è detto, risulta che la misura dell'intensità del suono può essere effettuata misurando l'intensità energetica oppure l'ampiezza delle variazioni della pressione acustica. Nella pratica, vengono comunemente impiegati strumenti che misurano la pressione acustica e, se necessario, si può calcolare l'intensità energetica del suono mediante formule ricavate dalla (3), quando siano state determinate la densità e la velocità dell'aria nel mezzo.

Nei fenomeni acustici, l'intensità energetica e quindi la potenza acustica in gioco possono variare entro limiti molto estesi: il mormorio della voce umana corrisponde infatti ad una potenza di circa 10^{-9} Watt, mentre la potenza acustica emessa da un motore a getto per aviazione può superare 10.000 Watt.

Si è reputato pertanto conveniente esprimere, e quindi misurare, queste potenze per mezzo di una scala logaritmica convenzionale (con base 10).

Assunta una potenza acustica di riferimento W_0 (pari a 10^{-13} Watt, oppure a 10^{-12} Watt, a seconda degli autori), l'espressione $10 \log_{10} W/W_0$ definisce il « livello di potenza acustica » (in inglese: « Sound Power Level » PWL) nella scala convenzionale dei Decibel. Nella figura 1 è mostrata la relazione tra livelli di potenza acustica e potenze acustiche. Ad esempio, le due potenze acustiche sopracitate (10^{-9} Watt e 10.000 Watt) corrispondono rispettivamente a 40 Db e 170 Db, se si assume la potenza acustica di riferimento uguale a 10^{-13} Watt ed a 30 Db e 160 Db se si assume la potenza acustica di riferimento uguale a 10^{-12} Watt.

Si è reputato conveniente impiegare la scala dei Decibel anche per esprimere il rapporto tra due pressioni acustiche. La pressione acustica di riferimento P_0 viene convenzionalmente assunta pari a 0,0002 microbar.

L'espressione $20 \log_{10} P/P_0$ definisce il « livello di pressione acustica » (in inglese: « sound-pressure level » SPL) nella scala convenzionale dei Decibel.

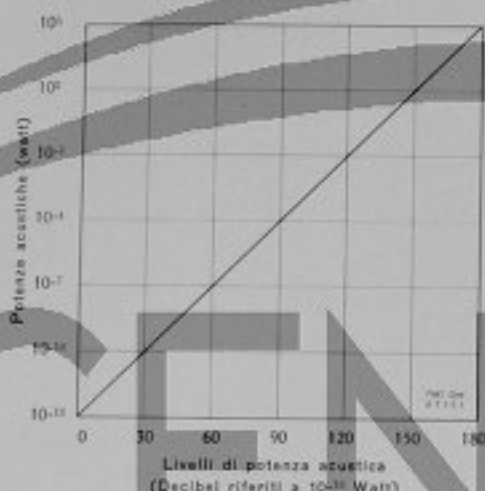


Fig. 1 - Relazione tra livelli di potenza acustica e potenze acustiche

Nella figura 2 è mostrata la relazione tra livelli di pressione acustica e pressioni acustiche.

Ad esempio, le pressioni acustiche di 0,1 microbar e di 10 microbar corrispondono rispettivamente a 54 Db e 94 Db.

La scala dei Decibel viene infine impiegata per esprimere il rapporto tra due intensità energetiche. L'intensità energetica di riferimento J_0 viene generalmente assunta pari a 10^{-16} Watt/cm².

L'espressione $10 \log_{10} J/J_0$ definisce quindi il livello di intensità energetica nella scala convenzionale dei Decibel.

4) Impiego dell'unità Decibel

Poiché l'unità Decibel è, come si è visto, un rapporto tra logaritmi, si ritiene utile accennare brevemente ai metodi che vengono impiegati per eseguire calcoli con tale unità.

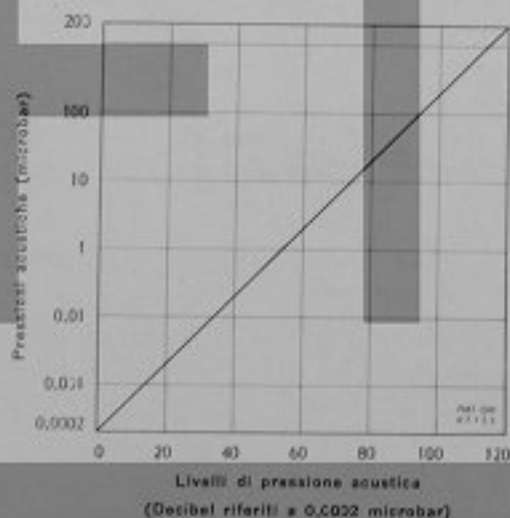


Fig. 2 - Relazione tra livelli di pressione acustica e pressioni acustiche

Ad esempio, si voglia determinare il livello sonoro emesso da due sorgenti sonore uguali e funzionanti insieme, aventi ciascuna un livello sonoro di 70 Db.

Poiché, come si è visto, il livello sonoro in Db è funzione dell'intensità energetica del suono J secondo la relazione:

$$Db = 10 \log J/J_0 \quad (5)$$

per ciascuna sorgente sonora si avrà:

$$70 = 10 \log J/J_0$$

da cui:

$$\frac{J}{J_0} = 10^{70/10} = 10^7$$

L'intensità energetica del suono emesso dalle due sorgenti sonore è uguale alla somma delle intensità energetiche di ciascuna sorgente sonora e cioè:

$$2 \frac{J}{J_0} = 2 \cdot 10^7$$

per cui il livello sonoro risultante sarà:

$$\begin{aligned} Db &= 10 \log \left(2 \frac{J}{J_0} \right) = 10 \log (2 \cdot 10^7) = \\ &= 10 \log 10^7 + 10 \log 2 = 70 + 10 \cdot 0,3 = 70 + 3 = 73 \text{ Db.} \end{aligned}$$

Si conclude che due sorgenti sonore, che emettono ciascuna un livello sonoro di 70 Db, producono insieme un livello sonoro di 73 Db. In altre parole, raddoppiando l'intensità energetica del suono (o la potenza acustica) il livello sonoro aumenta di 3 Db.

Similmente si troverà che triplicando l'intensità energetica del suono il livello sonoro aumenterà di ~ 5 Db, quadruplicandola di ~ 6 Db, ecc.

Seguendo il metodo impiegato nell'esempio suesposto, può essere calcolato il livello sonoro risultante dovuto a due sorgenti sonore di differente intensità.

TABELLA 1

Δ	N	Δ	N	Δ	N
0	3,00				
1	2,54	6	0,97	11	0,33
2	2,12	7	0,79	12	0,27
3	1,76	8	0,64	13	0,21
4	1,45	9	0,51	14	0,17
5	1,19	10	0,41	15	0,13

La tabella n. 1 permette di effettuare più rapidamente questo calcolo. Questa tabella fornisce, in funzione della differenza Δ tra i livelli sonori delle due sorgenti considerate, il valore N che occorre aggiungere al maggiore dei due livelli sonori per ottenere il livello sonoro risultante.

Siano, ad esempio, 83 Db e 77 Db i livelli sonori delle due sorgenti.

Si avrà $\Delta = 6$ Db e, dalla tabella, $N = 0,97$ Db. Il livello sonoro risultante sarà quindi $83 + 0,97 \approx 84$ Db.

Questo risultato mostra che la sovrapposizione di due sorgenti sonore di intensità molto diversa produce un aumento del livello di rumore (espresso in Decibel) molto modesto.

5) Spettro sonoro

Molti suoni complessi possono essere considerati come costituiti da un insieme di suoni di differenti frequenze aventi una distribuzione continua nel campo delle frequenze acustiche.

Sarebbe quindi conveniente suddividere il suono nelle sue componenti secondo le differenti frequenze.

In pratica i filtri (di tipo elettrico) impiegati per l'analisi dei suoni sono del tipo « passabanda » cioè respingono i segnali di frequenza inferiore ad una certa frequenza ed i segnali di frequenza superiore ad un'altra frequenza maggiore della precedente. I segnali compresi tra queste due frequenze passano attraverso il filtro.

La differenza tra le due frequenze suddette viene definita « banda di frequenza ».

Nelle misure acustiche il suono viene quindi suddiviso secondo bande di frequenza. Quelle generalmente impiegate sono:

da 37,5 a 75 Hz, da 75 a 150 Hz, da 150 a 300 Hz, da 300 a 600 Hz, da 600 a 1200 Hz, da 1200 a 2400 Hz, da 2400 a 4800 Hz, da 4800 a 9600 Hz. Il rapporto tra le frequenze estreme di ciascuna banda è 2:1. Questo rapporto di frequenze definisce l'intervallo chiamato « ottava » nella musica e quindi le suddette bande vengono denominate « bande d'ottava ».

La rappresentazione grafica di un suono, analizzato secondo le suddette bande di ottava, è indicata nella figura 3.

In proposito, esistono varie altre convenzioni, alle quali per brevità non si accenna.

6. Effetti fisiologici del rumore

È noto che l'orecchio umano percepisce sensazioni sonore che sono:

- all'incirca proporzionali al logaritmo dell'intensità energetica del suono
- dipendenti dalla frequenza delle onde sonore, nel senso che le sensazioni acustiche prodotte da suoni di uguale intensità e di diversa frequenza sono diverse.

L'orecchio umano medio percepisce suoni di frequenza compresa tra circa 20 Hz e circa 16000 Hz.

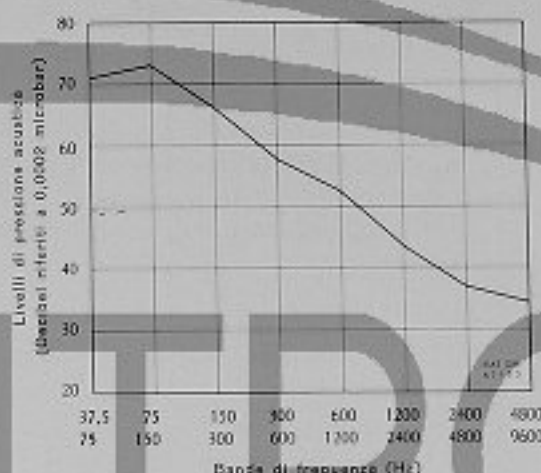


Fig. 3 - Rappresentazione grafica di un suono analizzato secondo le bande di ottava standard

Per suoni di frequenza pari a 1000 Hz vengono mediamente percepiti i suoni aventi pressione sonora superiore a 0,0002 microbar (che, come si è detto costituisce la pressione sonora di riferimento per la scala dei Decibel). In altre parole, la soglia di udibilità dell'orecchio umano è di 0 Db a 1000 Hz.

Per frequenze diverse da 1000 Hz, la soglia di udibilità varia notevolmente: ad esempio è di circa 38 Db a 100 Hz e di circa 52 Db a 50 Hz.

I suoni aventi una elevata intensità energetica producono, come è noto, sensazioni fastidiose. Si raggiunge la cosiddetta « soglia del dolore » quando la pressione acustica raggiunge circa 200 microbar (corrispondenti a 120 Db) alla frequenza di 1000 Hz. Come la soglia di udibilità, anche la soglia del dolore varia con la frequenza del rumore, ma in misura inferiore.

Poiché l'intensità di sensazione acustica percepita dall'orecchio umano varia con la frequenza, per la sua misura si è assunta una scala, logaritmica come quella dei Decibel, detta scala dei « phon ».

A seconda che la misura venga riferita alla pressione acustica (P), all'intensità energetica (J) o alla potenza acustica (W), l'intensità di sensazione acustica (S) viene definita da una delle seguenti relazioni:

$$S = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (P_0 = 0,0002 \text{ microbar}) \quad (6)$$

$$S = 10 \log \frac{J}{J_0} \quad (J_0 = 10^{-16} \text{ watt/cm}^2) \quad (7)$$

$$S = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (W_0 = 10^{-15} \text{ watt}) \quad (8)$$

I valori di riferimento P_0 , J_0 , W_0 hanno, come si può notare, gli stessi valori assunti per la definizione della scala dei Decibel; i valori P , J , W sono invece rispettivamente la pressione acustica,

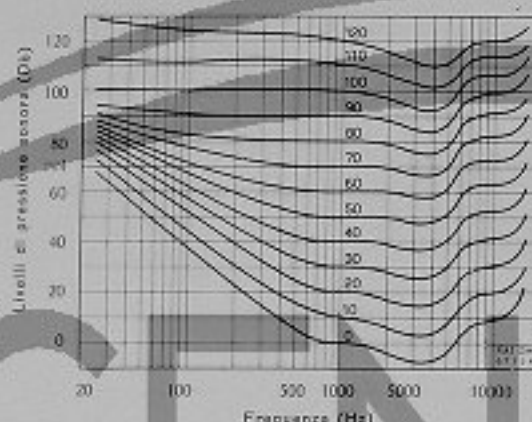


Fig. 4 - Audiogramma di Fletcher e Munson

l'intensità energetica e la potenza acustica del suono avente la frequenza di 1000 Hz e una intensità di sensazione acustica pari al suono considerato.

Per chiarire questo concetto si può osservare, dalla figura 4, che, per un suono avente frequenza di 1000 Hz, la scala dei phon coincide con la scala dei Decibel, mentre, ad esempio, un suono di 60 Db a 200 Hz produce una intensità di sensazione sonora di 50 phon.

La figura 4 è il noto audiogramma di Fletcher e Munson e costituisce il risultato di una serie di rilievi, effettuati su molti soggetti, tendenti a determinare quale è la pressione sonora che dà all'orecchio umano la stessa sensazione provocata da un suono di data intensità (e quindi pressione) alla frequenza di 1000 Hz.

L'esame dell'audiogramma permette di osservare che i suoni aventi bassa frequenza producono una intensità di sensazione sonora notevolmente inferiore a quella dei suoni ad alta frequenza, aventi la stessa intensità energetica: un suono di 50 Db a 50 Hz è appena avvertibile dal nostro orecchio, mentre, se la sua frequenza è di 4000 Hz, produce una sensazione sonora di 52 phon.

Molti avranno notato che i toni alti di un pianoforte (3000-4000 Hz) possono provocare delle sensazioni fastidiose che non vengono invece prodotte dai toni bassi (30-40 Hz).

Per questo motivo, come si vedrà in seguito, le varie norme per la limitazione del livello di rumore nei centri abitati, nelle abitazioni, negli uffici, ecc., consentono livelli sonori in Db più elevati per i rumori a bassa frequenza.

PARTE II

Il rumore nelle turbine a gas

Le sorgenti di energia sonora negli impianti con turbine a gas sono:

- l'aspirazione del compressore
- lo scarico della turbina
- i corpi della turbomacchina
- i macchinari ausiliari

Si ritiene utile accennare brevemente al meccanismo di generazione dell'energia sonora in ciascuna di tali sorgenti:

1) Rumore all'aspirazione

I rumori prodotti all'aspirazione delle turbomacchine sono dovuti al periodico passaggio del rotore dinanzi alle palette distributrici dello statore, al flusso turbolento dell'aria e ad eventuali fenomeni di instabilità di tale flusso.

I rumori prodotti dal rotore sono dovuti alle variazioni della pressione e della velocità dell'aria che attraversa le palettature.

Le frequenze fondamentali di tale rumore sono:

- la frequenza corrispondente alla velocità di rotazione del rotore, pari al numero di giri al secondo ($n/60$);
- la frequenza corrispondente al prodotto del numero delle palette rotoriche p per il numero dei giri al secondo ($p \cdot n/60$).

Le due suddette frequenze fondamentali sono denominate « frequenze di ruota » e « frequenza di sirena ». La frequenza di ruota è, per le turbine a gas industriali, piuttosto bassa: può variare infatti tra circa 160 Hz e 50 Hz.

La frequenza di sirena è naturalmente assai più elevata (nelle turbine a gas FIAT è compresa tra 2550 Hz e 5900 Hz dalle macchine più grandi alle più piccole) ed il relativo rumore è il fenomeno acustico più importante generato dal rotore. La sua intensità dipende dalla configurazione geometrica del compressore ed in particolare dalla distanza tra le palettature fisse e rotanti. Maggiore è tale distanza, minore è l'intensità del rumore di sirena.

Meno importanti sono i rumori dovuti alla turbolenza dell'aria all'imbocco del compressore, che hanno origine dai fenomeni di trasformazione dell'energia cinetica in energia di pressione e di formazione di campi di pressione fluttuanti in seno all'aria che attraversa il compressore. Lo spettro di questo rumore è continuo e la sua forma dipende dallo spettro della turbolenza che lo genera e dai fenomeni di risonanza che si producono nel compressore e nelle relative tubazioni di collegamento.

Anche i rumori provocati da eventuali fenomeni di instabilità del flusso dell'aria sono in generale poco intensi e quindi poco importanti, ma possono essere esaltati da possibili fenomeni di risonanza con le frequenze proprie di certi condotti della

macchina (ad esempio il condotto di aspirazione). Questi rumori possono essere talvolta avvertibili durante la fase di avviamento del compressore, in corrispondenza di velocità del flusso d'aria che danno luogo ai detti fenomeni di instabilità.

L'intensità del rumore d'aspirazione è direttamente proporzionale alla differenza di pressione attraverso gli stadi del compressore, al numero di palette e alla velocità di rotazione.

In prima approssimazione se ne può dedurre che la potenza acustica emessa dall'aspirazione di un compressore è direttamente proporzionale alla portata d'aria oppure alla potenza assorbita dal compressore, cioè in definitiva alla potenza erogata dalla turbina a gas.

Queste considerazioni hanno condotto all'elaborazione di alcune formule empiriche, utili per stimare in sede di progetto la potenza acustica emessa dal compressore, oppure qualora non siano disponibili dati sperimentali.

Si riportano due delle suddette formule (da ASME Paper 63-AHGT-77):

$$PWL = 129 + 10 \log N \quad (9)$$

$$PWL = 137 + 10 \log W \quad (10)$$

in cui:

PWL = livello di potenza acustica (Decibel riferiti a 10^{-15} Watt)

N = potenza della turbina a gas (kW)

W = portata d'aria del compressore (lbs/sec)

Le formule (9), (10) indicano il livello globale di potenza acustica, che però non è un dato sufficiente per definire completamente il rumore di aspirazione.

A questo scopo, sono stati proposti dei fattori di correzione che consentono di passare dal livello sonoro globale ai livelli sonori nelle varie bande di ottava. Tali fattori di correzione, per le diverse frequenze, dipendono dalla portata d'aria del compressore. (Vedere tabella 2, ricavata dall'ASME Paper citato).

Si noti che tali fattori di correzione sono espressi in funzione delle portate d'aria e ciò in quanto la

frequenza fondamentale di sirena varia con la velocità di rotazione, la quale a sua volta è inversamente proporzionale alla potenza e quindi alla portata d'aria.

Applicando a titolo di esempio la formula (10) e i fattori di correzione della tabella 2 al caso di un compressore che aspiri una portata d'aria di 200 lbs/sec (circa 90 kg/sec) si deducono una potenza acustica globale di 160 Db e lo spettro sonoro riportato nella figura 5.

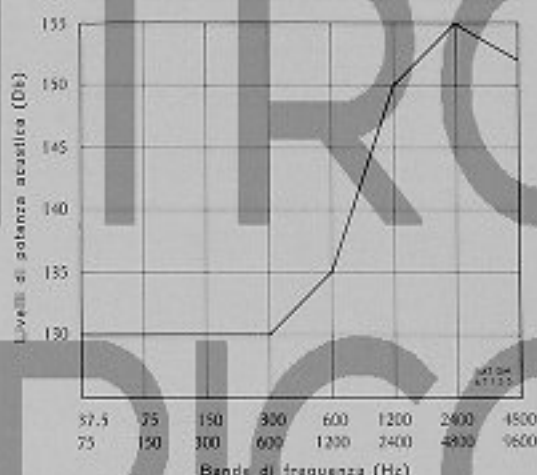


Fig. 5 - Spettro del rumore emesso all'aspirazione da un compressore assiale avente una portata di aria $W = 90$ kg/sec calcolato mediante la formula:

$$PWL = 137 + 10 \log W$$

ed i fattori di correzione indicati nella tabella 2

Nella figura 6, vengono invece riportati gli spettri sonori rilevati all'aspirazione dei compressori di alcune turbine a gas di costruzione FIAT e Westinghouse.

I livelli sonori riportati nelle suddette figure appaiono piuttosto elevati. Non si dimentichi però che si tratta di potenze acustiche emesse alla flangia di aspirazione del compressore, sulle quali - anche in assenza di silenziatori veri e propri - agiscono varie cause di attenuazione, quali lo smorzamento dovuto al condotto di aspirazione, l'attenuazione causata dalla distanza tra la flangia d'aspirazione del compressore e l'osservatore (dovuta alla divergenza delle onde sonore) e l'attenuazione dovuta alla direzione della bocca di aspirazione (fattore di direzione).

Queste cause di attenuazione verranno esaminate in dettaglio nella parte III.

2) Rumore allo scarico

I rumori prodotti allo scarico delle turbomacchine sono dovuti al processo di combustione, al passaggio dei gas attraverso le palettature della

TABELLA 2

Bande d'ottava (Hz)	37.5 75	75 150	150 300	300 600	600 1200	1200 2400	2400 4800	4800 9600
Portata = 100 lbs/sec	-35	-35	-35	-35	-30	-10	-3	0
Portata = 200 lbs/sec	-30	-30	-30	-30	-25	-10	-5	-8
Portata = 400 lbs/sec	-25	-25	-25	-25	-20	-5	-8	-11

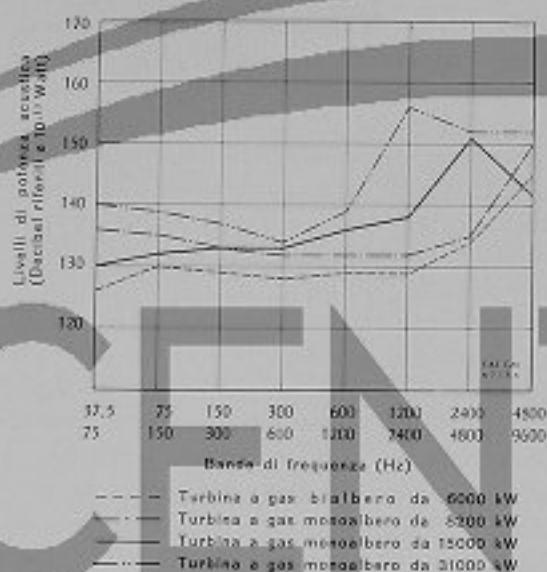


Fig. 6 - Spettri del rumore emesso all'aspirazione dai compressori di alcune turbine FIAT-Westinghouse

turbina ed alla turbolenza dei gas allo scarico. Quest'ultima è la causa più importante del rumore: si è infatti notato che questo diminuisce in maniera notevole riducendo la velocità media dei gas di scarico ed anche riducendo le disuniformità della velocità nelle sezioni del condotto di scarico.

Come nel caso del rumore all'aspirazione, sono state elaborate delle formule empiriche per la stima del livello di potenza acustica globale emessa dallo scarico, in funzione della potenza della turbina a gas oppure della portata dei gas di scarico.

Tali formule, analoghe alle (9) e (10), hanno le seguenti espressioni (da ASME Paper citato):

$$PWL = 121 + 10 \log N \quad (11)$$

$$PWL = 129 + 10 \log W \quad (12)$$

in cui:

PWL = livello di potenza acustica (Decibel riferiti a 10^{-12} Watt)

N = Potenza della turbina a gas (kW)

W = Portata dei gas di scarico (lbs/sec)

Sono stati anche indicati dei fattori di correzione per determinare, noto il livello globale di potenza acustica, lo spettro sonoro nelle varie bande di ottava. I fattori indicati nell'ASME Paper citato sono riportati nella tabella 3.

TABELLA 3

Bande di ottava	37,5	75	150	300	600	1200	2400	4800
	75	150	300	600	1200	2400	4800	9600
Fattori di correzione	-15	-12,5	-10	-7,5	-5	-7,5	-10	-12

Applicando, a titolo di esempio, la formula (12) e i suddetti fattori di correzione al caso di una turbina a gas avente una portata di gas di scarico di 200 lbs/sec (circa 90 kg/sec), si deducono una potenza acustica globale di 152 Db e lo spettro sonoro riportato nella figura 7.

Dal confronto tra le curve delle figure 5 e 7, relative all'aspirazione ed allo scarico della stessa turbina a gas, si rileva che il livello sonoro globale allo scarico è inferiore (di 8 Db) a quello all'aspirazione, che il massimo livello sonoro allo scarico (147 Db) si ha in corrispondenza della banda di ottava 600 - 1200 Hz mentre il massimo livello sonoro all'aspirazione (155 Db) si ha per frequenze più alte e cioè sulla banda di ottava 2400-4800 Hz.

In base a queste considerazioni, si può concludere che il rumore allo scarico di una turbina a gas è meno importante agli effetti fisiologici, del rumore all'aspirazione, sia per la sua minore intensità globale, sia perchè i massimi del relativo spettro sonoro sono spostati su frequenze più basse.

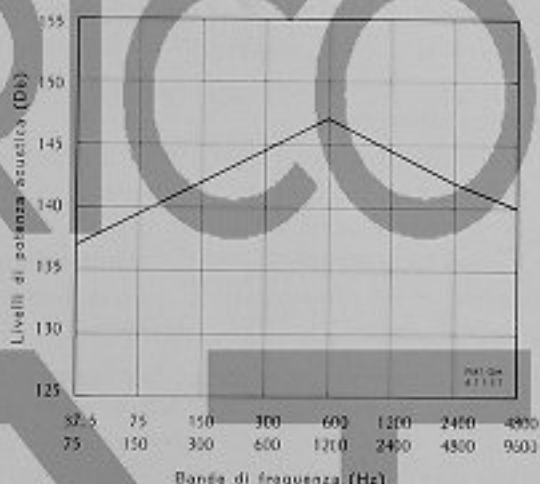


Fig. 7 - Spettro del rumore emesso allo scarico da una turbina avente una portata di gas $W = 90$ kg/sec calcolato mediante la formula:

$$PWL = 129 + 10 \log W$$

ed i fattori di correzione riportati nella tabella 3

Le potenze acustiche calcolate con le formule precedenti sono soggette alle stesse cause di attenuazione indicate a proposito del rumore all'aspirazione (e cioè: smorzamento dovuto al condotto di scarico, divergenza delle onde sonore, fattore di direzione).

3) Rumore emesso dai corpi

Il rumore emesso dai corpi della turbomacchina dipende sia dal rumore all'interno di questa (e cioè dalla turbolenza dell'aria e dei gas nella zona di combustione e nei vari condotti) sia dalle caratte-

ristiche strutturali dei corpi (forma geometrica, rigidità, massa e quindi spessore).

Data la varietà dei tipi di turbine a gas costruite, è assai difficile fornire dei valori della potenza acustica emessa dai corpi.

Si può dire che, in generale, tale potenza acustica è tanto maggiore quanto è più grande la turbina a gas e che i livelli sonori più elevati si hanno per le frequenze più alte (bande di ottave 2400-4800 Hz e 4800-9600 Hz).

Il rumore emesso dai corpi interessa quasi esclusivamente l'interno della Centrale e quindi i relativi problemi di attenuazione vanno considerati insieme ai problemi di insonorizzazione del fabbricato.

4) Rumore generato dagli altri macchinari

Data la varietà, almeno dal punto di vista costruttivo, degli ausiliari degli impianti con turbine a gas, è possibile accennare soltanto a qualche considerazione qualitativa circa il rumore emesso da questi macchinari.

I macchinari che, secondo la nostra esperienza, possono produrre livelli sensibili di rumore sono:

- l'alternatore, a causa della circolazione dell'aria di raffreddamento;
- i trasformatori di linea e dei servizi ausiliari, le cui frequenze fondamentali sono però molto basse (pari al doppio della frequenza di rete);
- la pompa di alimentazione del combustibile, il compressore per l'aria dei servizi ausiliari, l'eventuale compressore per il gas combustibile.

Il rumore emesso da questi ultimi macchinari può evidentemente variare molto da caso a caso, ma può essere di solito facilmente attenuato con una opportuna disposizione (ad esempio, nelle Centrali più grandi, sistemandoli in locali chiusi e separati dalla Sala Macchine).

PARTE III

Il silenziamento nelle turbine a gas

1) Livelli di rumore ammissibili

L'entità della attenuazione del rumore emesso da una turbina a gas da installare in una Centrale dipende dalle esigenze di silenziosità richieste dall'Utente o dalle leggi o norme locali.

L'attenuazione che deve essere ottenuta sarà quindi la differenza tra il livello di rumore che la turbina a gas emette (tenendo conto di tutti gli effetti di smorzamento citati in precedenza) ed il livello di rumore accettabile nella zona circostante.

I livelli di rumore ammessi variano da nazione a nazione o addirittura da luogo a luogo, in base a leggi, regolamenti locali, consuetudini. Infatti, dipendono, ad esempio, dal livello di rumore già esistente nella zona considerata e possono quindi variare notevolmente a seconda si tratti di una zona residenziale o industriale, o prossima ad altre fonti di rumore, come strade di grande comunicazione, ferrovie, ecc...

Sono stati comunque stabiliti, specialmente negli Stati Uniti d'America, alcuni «criteri», validi per ciascuna delle suddette zone, che - pur non avendo un carattere generale e normativo - possono fornire una indicazione dei livelli di rumore accettabili.

Questi criteri sono riportati nel grafico fig. 8.

Nelle figure 9 e 10 sono invece riportate le curve «noise criteria» (NC) e le curve ISO, che consentono di definire il livello di rumore ammissibile mediante l'impiego di un solo numero, indicante il numero della curva stessa. Queste curve ed altre analoghe sono state determinate in base ad indagini statistiche su un grande numero di persone, tendenti ad accertare il disturbo causato dal rumore alle attività umane (riposo, vita di relazione, ecc.).

Senza entrare in dettagli, si può dire che, in prima approssimazione, ciascuna delle curve delle

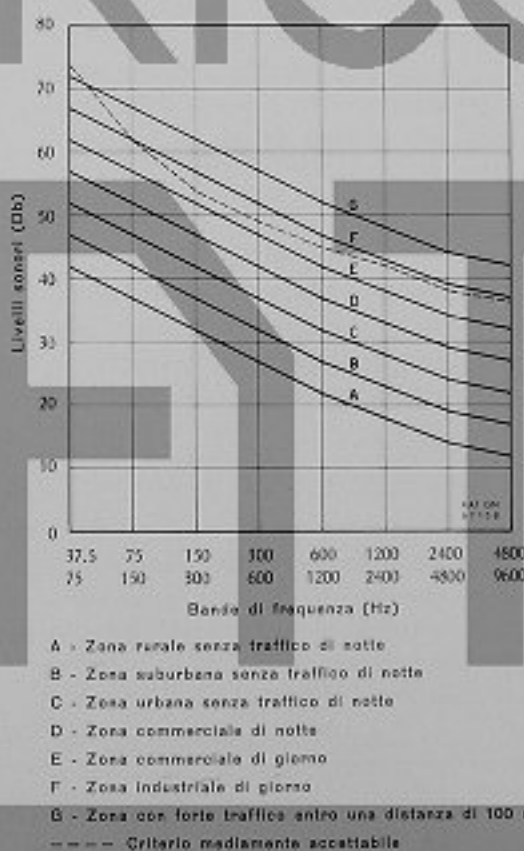


Fig. 8 - Criteri di rumorosità generalmente accettabili (negli U.S.A.)

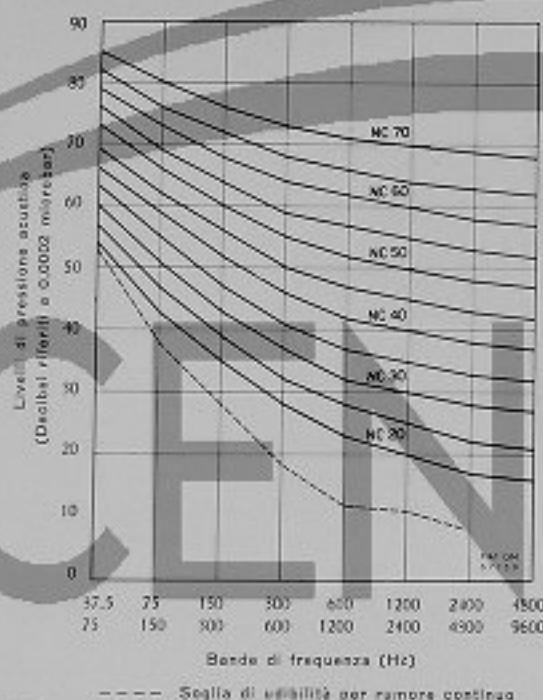


Fig. 9 - Curve di equal disturbo acustico "Noise criteria".

figure 8, 9, 10 rappresenta una curva di « equal disturbo ». L'andamento delle varie curve conferma quanto si è osservato circa la sensazione sonora percepita dall'orecchio umano: il livello sonoro

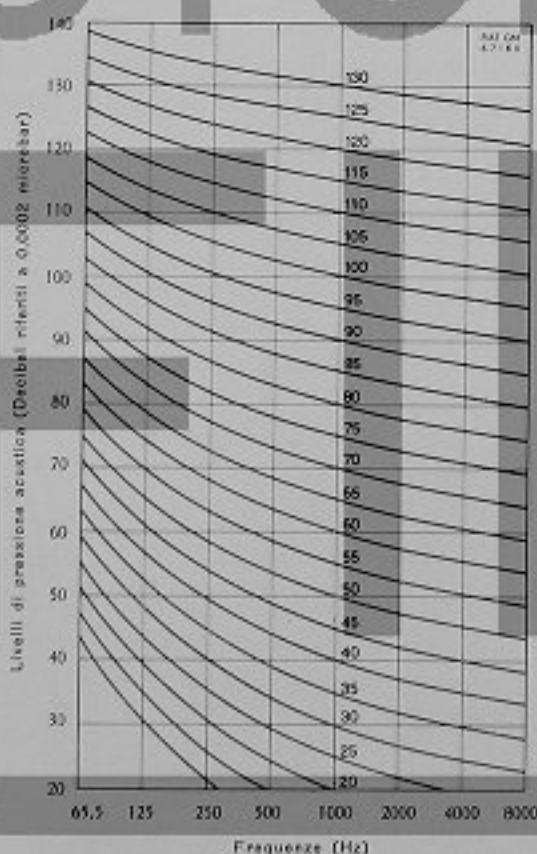


Fig. 10 - Curve di equal disturbo acustico "ISO".

(Decibel) ammissibile in corrispondenza delle basse frequenze è più elevato di quello corrispondente alle frequenze più alte.

2) Attenuazione del rumore emesso dalle turbine a gas

Si è accennato in precedenza che il rumore emesso dalle turbine a gas è soggetto a vari effetti di smorzamento.

Il più importante tra questi è dovuto alla « divergenza » delle onde sonore. Il livello sonoro diminuisce man mano che ci si allontana dalla sorgente sonora, secondo una legge di proporzionalità inversa: il prodotto della pressione sonora per la distanza dalla sorgente è costante:

$$p_1 \cdot d_1 = p_2 \cdot d_2 \quad (13)$$

in cui p_1 , p_2 sono le pressioni sonore (microbar) rispettivamente alle distanze d_1 , d_2 dalla sorgente sonora.

Dalla formula (13) si può ricavare la legge della « divergenza » espressa in termini di livello di pressione sonora in decibel.

Passando ai logaritmi:

$$\log p_1 + \log d_1 = \log p_2 + \log d_2$$

$$\log p_1 - \log p_2 = \log \frac{d_2}{d_1}$$

e, osservando che il livello di pressione sonora SPL è pari $20 \log \frac{P}{P_0}$, si ottiene, con semplici passaggi:

$$SPL_1 - SPL_2 = 20 \log \frac{d_2}{d_1} \quad (14)$$

La formula (14) indica che la differenza di livello sonoro (attenuazione) tra due punti che distano rispettivamente d_1 , d_2 dalla sorgente sonora è proporzionale al logaritmo del rapporto di tali distanze.

Ad esempio, se il rapporto delle distanze è 2, l'attenuazione è pari a 6 Db.

Risulta spesso conveniente esprimere l'attenuazione in funzione della distanza del punto considerato dalla sorgente sonora. Si suppone che le onde sonore si propaghino secondo una semisfera avente come piano diametrale il livello del suolo. In questa ipotesi, il livello sonoro SPL alla distanza d da una sorgente sonora avente un livello di potenza acustica PWL può essere espresso dalle relazioni approssimate seguenti:

$$SPL = PWL - 20 \log d - 18 \quad (d \text{ in metri}) \quad (15)$$

$$SPL = PWL - 20 \log d - 8 \quad (d \text{ in ft}) \quad (16)$$

Tali relazioni sono valide soltanto se la distanza d è molto maggiore delle dimensioni della sorgente sonora.

Nella figura 11 è riportato il diagramma dell'attenuazione dovuta alla distanza (pari alla differenza $PWL - SPL$), espressa dalle formule (15) e (16).

Un altro effetto di smorzamento del livello sonoro è dovuto alla direzione dei condotti di aspirazione e di scarico. Questo smorzamento viene espresso mediante un «fattore di correzione per direttività», il cui valore dipende: dall'angolo tra l'asse del condotto attraverso cui si propaga il rumore e la direzione considerata, dalla frequenza, dalla velocità del suono e dalle dimensioni geometriche del condotto. Più precisamente, il fattore di correzione per direttività è maggiore quanto più alta è la frequenza e quanto più grandi sono le dimensioni del condotto. Nella fig. 12 sono riportati i valori medi di tale fattore validi per condotti verticali aventi una sezione di 15 m^2 .

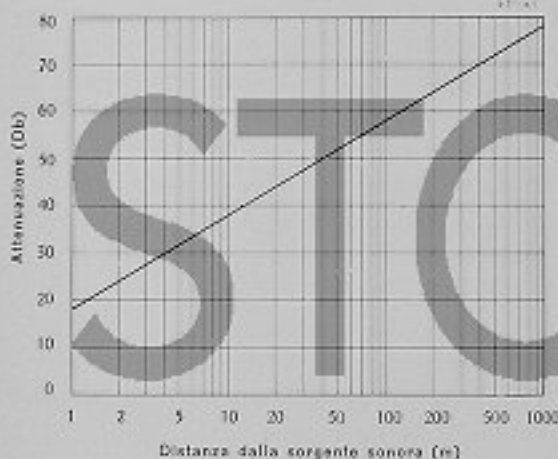


Fig. 11 - Attenuazione del rumore in funzione della distanza della sorgente sonora (per sorgente emisferica)

I condotti di aspirazione e di scarico producono un ulteriore effetto di smorzamento, dovuto sia all'assorbimento del rumore da parte delle pareti dei condotti sia all'effetto dei gomiti. Quest'ultimo effetto di smorzamento, che è il più importante, dipende dal tipo di materiale di cui sono costituiti i condotti, dalla presenza o meno di rivestimenti di materiali fonoassorbenti, dalle dimensioni delle aree di passaggio dell'aria o dei gas di scarico e dalla velocità del suono.

Nelle figg. 13 e 14 sono indicati i valori medi dell'attenuazione prodotta da gomiti a 90° rispettivamente per condotti di aspirazione e per condotti gas di scarico.

3. Silenziamento dell'aspirazione

Quanto si è finora esposto permette di definire come segue il problema del silenziamento sull'aspirazione di una turbina a gas: il silenziatore dovrà

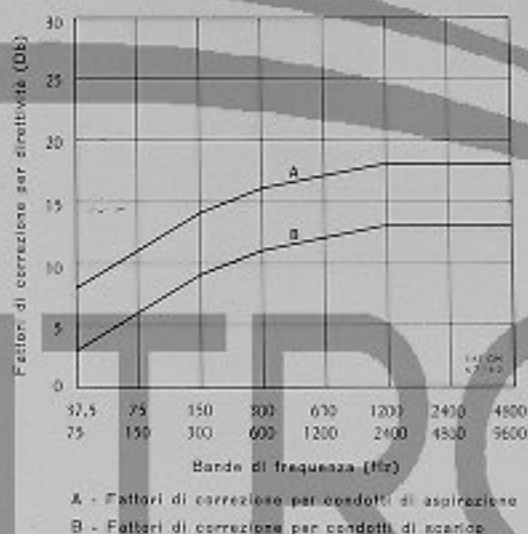


Fig. 12 - Valore medio dei fattori di correzione per direttività per condotti verticali aventi la sezione di 15 m^2

essere in grado di assorbire, in ciascuna banda di ottava, un'energia acustica (AS) pari a:

$$PWL - SPL - AD - DI - AC - N \quad (17)$$

essendo:

PWL = Livello di potenza acustica emessa dal compressore (Db)

SPL = Livello di pressione acustica richiesta alla distanza d dal condotto di aspirazione (Db)

AD = Attenuazione del livello sonoro alla distanza d dal condotto di aspirazione (Db)

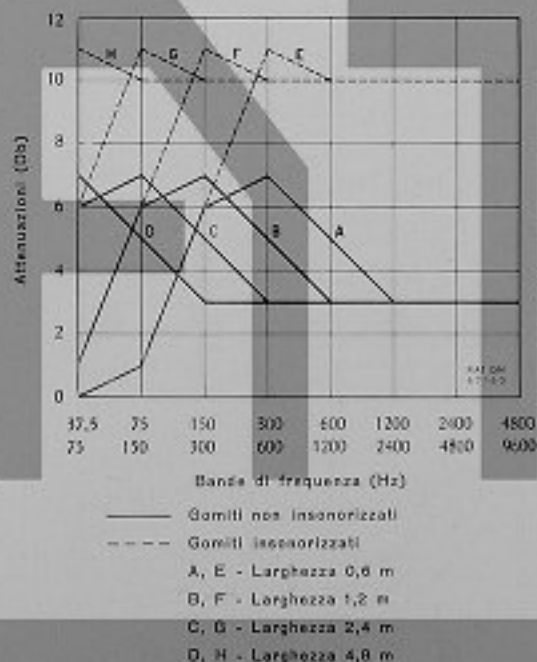


Fig. 13 - Attenuazione del rumore provocata da gomiti a 90° nei condotti di aspirazione

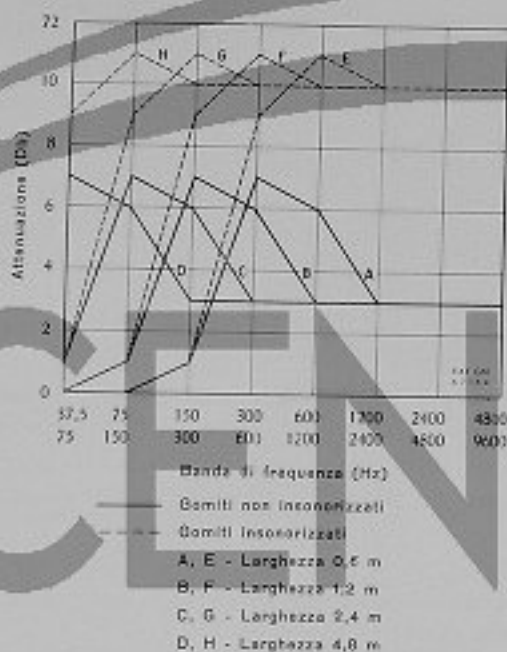


Fig. 14 - Attenuazione del rumore provocata da gomiti a 90° nei condotti gas di scarico

DI = Fattore di correzione per direttività (Db)

AC = Attenuazione del livello sonoro causata dall'assorbimento nel condotto di aspirazione (Db)

N = Correzione dovuta al numero delle sorgenti sonore (Db)

(Come si è detto il valore di N vale 3 Db per due sorgenti sonore uguali, 5 Db per tre sorgenti uguali, ecc...)

I vari termini della formula (17) possono essere determinati con i metodi indicati in precedenza. A titolo di esempio, si riporta il calcolo eseguito su un compressore di una turbina a gas, allo scopo di determinare l'attenuazione che deve essere fornita dal silenziatore di aspirazione.

Siano dati:

— spettro sonoro del compressore (PWL):

Hz	37.5	75	150	300	600	1200	2400	4800
	75	150	300	600	1200	2400	4800	9600
Db	131	134	136	134	132	138	147	150

— livello sonoro richiesto a 30 metri dal condotto di aspirazione, corrispondente alla curva NC 50 di figura 10 (SPL):

Hz	37.5	75	150	300	600	1200	2400	4800
	75	150	300	600	1200	2400	4800	9600
Db	73	66	60	59	92	50	48	47

— condotto di aspirazione verticale, avente sezione pari a 15 m², dimensione minima pari a 2,50 m, pareti non insonorizzate, un gomito a 90°.

Tali dati permettono di ricavare:

- l'attenuazione dovuta alla distanza (divergenza), mediante il grafico di figura 11 (AD)
- il fattore di correzione per direttività (DI), mediante il grafico di figura 12
- l'assorbimento nel condotto di aspirazione (AC), mediante il grafico di figura 14
- la correzione dovuta alla presenza di più fonti sonore (N), pari a 5 Db, essendovi tre fonti sonore (oltre all'aspirazione del compressore, lo scarico della turbina ed i corpi della macchina).

I dati ed i valori calcolati sono riportati nella tabella 4.

TABELLA 4

Hz	37.5	75	150	300	600	1200	2400	4800
	75	150	300	600	1200	2400	4800	9600
PWL	131	134	136	134	132	138	147	150
SPL	73	66	60	59	52	50	48	47
AD	48	48	48	48	48	48	48	48
DI	8	11	14	16	17	18	18	18
AC	6	7	5	3	3	3	3	3
N	5	5	5	5	5	5	5	5
AS	3	7	14	17	17	24	35	39

L'ultima riga della tabella indica l'attenuazione minima richiesta per il silenziatore di aspirazione in esame.

Stabilite le prestazioni che devono essere fornite, si accenna ai principi di funzionamento e ad alcune caratteristiche costruttive dei silenziatori di aspirazione.

I silenziatori generalmente impiegati sull'aspirazione delle turbine a gas sono del tipo « ad assorbimento » e si basano sul principio che, nei materiali porosi, le particelle d'aria ivi contenute, messe in vibrazione dalle onde sonore, incontrano una resistenza contro le pareti dei pori. In tal modo parte dell'energia sonora si dissipa in calore.

I diversi materiali porosi presentano differenti coefficienti di assorbimento (rapporto tra l'energia sonora assorbita e l'energia sonora ricevuta). Nella figura 15 sono riportati i coefficienti di assorbimento per l'amianto, la lana di alluminio e la lana di vetro.

Dalle curve di tale figura, risulta che i coefficienti di assorbimento e quindi l'efficienza dei silenziatori ad assorbimento sono maggiori alle alte frequenze.

Nella figura 16 sono indicati i coefficienti di assorbimento di un materiale isolante (feltro di juta) al variare del suo spessore.

Le figure 15 e 16 sono state riportate a titolo di esempio; è disponibile sul mercato una grande varietà di materiali fonoassorbenti, che l'attuale sviluppo della tecnica del silenziamento accresce di continuo.

Dal punto di vista costruttivo, i silenziatori ad assorbimento per l'aspirazione delle turbine a gas sono costituiti da un insieme di pannelli contenenti il materiale poroso e disposti opportunamente nel condotto di aspirazione del compressore.

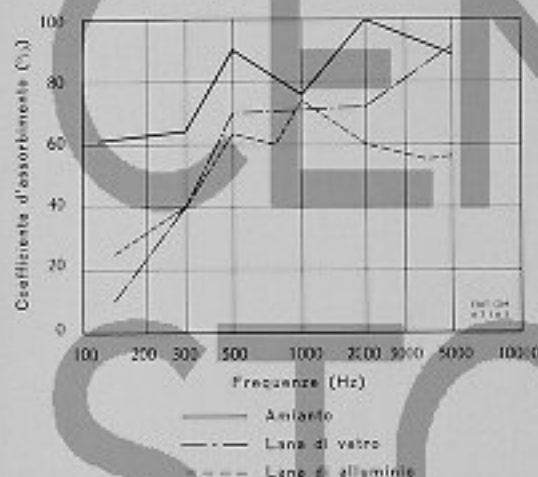


Fig. 15 - Coefficienti di assorbimento acustico di alcuni materiali porosi

Nelle turbine a gas FIAT, tali pannelli sono generalmente formati da pareti in lamiera forata con riempimento in lana minerale. Per evitare l'abrasione di quest'ultima da parte dell'aria, tra la lamiera forata e la lana minerale è interposto un velo di lana di vetro. Spesso i pannelli sono rastre-

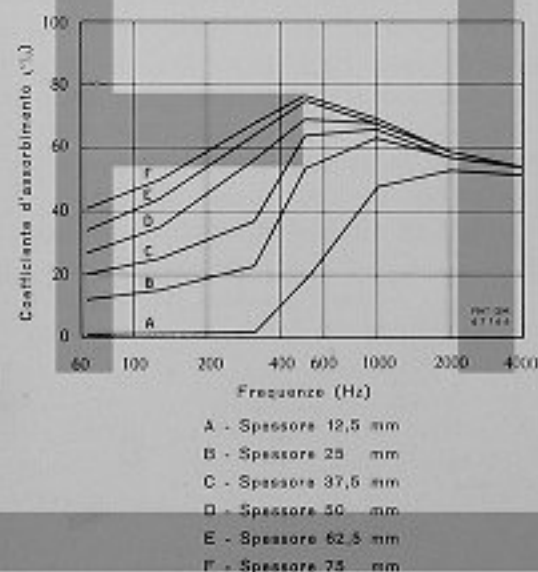


Fig. 16 - Coefficienti di assorbimento acustico del feltro di juta per diversi spessori

mati alle estremità allo scopo di ridurre le perdite di carico dell'aria aspirata dal compressore.

Le dimensioni del condotto di aspirazione e la disposizione dei pannelli nel suo interno devono essere stabilite in maniera da limitare il più possibile le perdite di carico dell'aria aspirata dal compressore della turbina a gas. Una perdita di carico di 25 - 30 mm H₂O è normalmente ritenuta accettabile.

La disposizione dei pannelli all'interno del condotto di aspirazione solitamente prescelta nelle turbine a gas FIAT è del tipo a zig-zag. Questa disposizione permette di aumentare il numero delle riflessioni delle onde sonore (e quindi il potere assorbente dei pannelli), aumentando di poco la lunghezza del silenziatore.

Nella fig. 17 è riportata la vista in pianta di un silenziatore, sistemato nel condotto di aspirazione in cemento, di una turbina a gas FIAT da 36.000 kW. Nella fig. 18 è fotografato l'imbocco del silenziatore della turbina a gas FIAT TG 3000 installata nella Centrale di Chivasso.

I parametri che hanno influenza sulle prestazioni di un silenziatore di tale tipo sono i seguenti:

- rapporto tra superficie assorbente e sezione netta di passaggio, che equivale al rapporto tra lunghezza totale dei pannelli e passo tra i pannelli
- somma degli angoli formati da due pannelli successivi.

Lo smorzamento fornito dal silenziatore aumenta con ciascuno di tali parametri.

A titolo indicativo si può ritenere che il rapporto superficie assorbente/sezione netta di passaggio debba essere compreso tra 20 e 30 e la somma degli angoli tra i pannelli tra 200° e 315°.

Con un silenziatore di tale tipo, si sono ottenuti dei risultati di attenuazione del rumore molto sod-

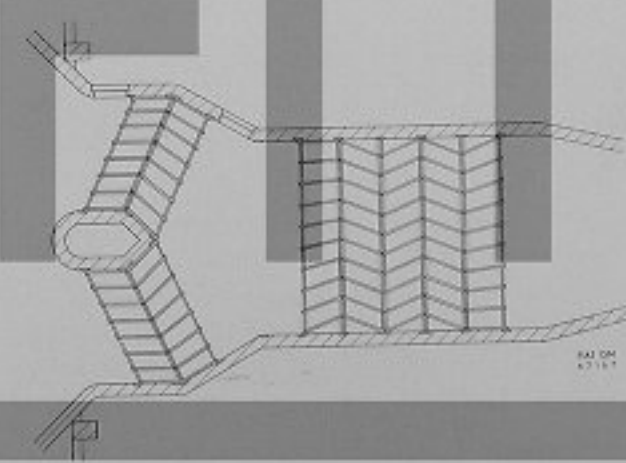


Fig. 17 - Vista in pianta di un silenziatore di aspirazione per turbina a gas FIAT da 36.000 kW (portata d'aria 180 kg/sec)



Fig. 18 - Silenziatore di aspirazione per turbina a gas FIAT TG 3000 della Centrale di Chivasso. Vista lato ingresso aria

disfacenti: l'attenuazione media per ogni metro di lunghezza del silenziatore, da noi misurata, è compresa tra 3,5 Db e 6,5 Db, dalle frequenze più basse alle più alte.

Nella figura 19 sono indicati i risultati di un rilievo effettuato ad un metro dalla presa aria della turbina a gas FIAT TG 3000 da 32.000 kW installata nella Centrale di Chivasso. I livelli di pressione acustica rilevati stanno, in tutte le bande di frequenza, al di sotto della curva NC-70 della fig. 9. Tali livelli di pressione acustica, riportati alla distanza di 200 m dalla presa aria, sono inferiori ai valori corrispondenti alla curva NC-35.

E' quindi confermato che, con un accurato silenziamento del condotto di aspirazione, il relativo rumore può essere ridotto a livelli tali da non essere praticamente avvertibile nell'ambiente circostante.

4) Silenziamento dello scarico

Il problema del silenziamento sullo scarico di una turbina a gas può essere considerato in maniera

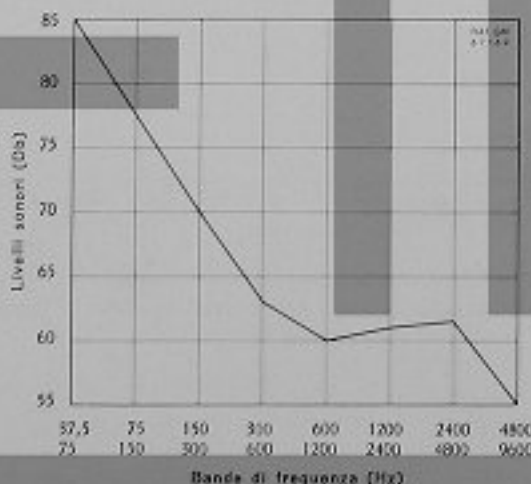


Fig. 19 - Livelli sonori misurati ad 1 metro dalla presa d'aria di aspirazione della turbina a gas FIAT TG 3000 da 32.000 kW della Centrale di Chivasso

analoga a quello relativo all'aspirazione: il silenziatore di scarico dovrà cioè essere in grado di assorbire, in ciascuna banda di ottava, l'energia acustica espressa dalla formula (17).

Le grandezze che compaiono in tale formula dovranno naturalmente essere riferite allo scarico della turbina.

Per la determinazione del fattore di correzione per direttività e della attenuazione causata dall'assorbimento nel condotto di scarico, potranno essere impiegati i grafici di cui alle figure 12 e 13.

Come si è osservato nella parte II (vedere figure 5 e 7), la potenza acustica emessa allo scarico della turbina è inferiore a quella emessa all'aspirazione del compressore, per cui in linea di massima si può affermare che, almeno per le frequenze più elevate, le prestazioni richieste al silenziatore di scarico sono inferiori a quelle che devono essere fornite dal silenziatore di aspirazione.

In alcuni casi, e particolarmente quando sullo scarico della turbina a gas è installata una caldaia di recupero o un rigeneratore, non è necessario l'impiego del silenziatore di scarico.

Il principio di funzionamento dei silenziatori di scarico è identico a quello dei silenziatori di aspirazione: anche questi sono infatti del tipo « ad assorbimento ».

I problemi più importanti che si presentano nella loro costruzione sono dovuti alla elevata temperatura di funzionamento. La temperatura di scarico di una turbina a gas supera solitamente i 400°C, per cui i materiali che costituiscono il silenziatore (parti metalliche e materiale fonoassorbente) devono essere in grado di resistere a tale temperatura. La costruzione del silenziatore dovrà inoltre permettere che i pannelli del silenziatore e le relative strutture di sostegno si dilatino liberamente pur rimanendo solidamente ancorati alle strutture portanti. Una particolare cura nel progetto e nella costruzione di questi silenziatori è inoltre richiesta dall'elevata velocità dei gas di scarico che li attraversano. Tale velocità è generalmente stabilita in maniera che la perdita di carico attraverso il silenziatore sia compresa tra 35 e 50 mm H₂O.

La forma e la disposizione dei pannelli all'interno del condotto di scarico dipendono anche dalla forma di questo. Se la sezione del condotto è rettangolare, i pannelli sono generalmente di forma parallelepipedica e disposti parallelamente tra loro. Se invece il condotto è circolare, i pannelli possono essere della forma suddetta oppure di forma cilindrica od essere disposti coassialmente all'interno del condotto.

Quando non si richiedano elevati valori di smorzamento, può essere sufficiente effettuare soltanto

un rivestimento di parte del condotto di scarico con pannelli fonoassorbenti.

Nelle figure 20 e 21 sono riportate due sezioni tipiche di silenziatori per condotti di scarico circolare e rettangolare.

5) Silenziamento del rumore emesso dai corpi

Il rumore emesso dai corpi delle turbine a gas deve essere considerato sotto due diversi aspetti e cioè come rumore nell'interno della Sala Macchine e come rumore trasmesso all'esterno della Centrale, specialmente nel caso in cui questa sia del tipo « package », cioè con strutture edili leggere (generalmente metalliche), oppure addirittura del tipo « out-door », cioè con turbina a gas installata all'aperto.

Questi ultimi tipi di Centrale sono tuttavia generalmente realizzati in zone desertiche o comunque lontane dai centri abitati, nelle quali il problema della rumorosità non è molto importante.

Nei tipi di Centrale convenzionale, le strutture edili - in cemento, muratura, oppure metalliche a « sandwich » - sono in genere sufficientemente pesanti per ridurre soddisfacentemente all'esterno della Centrale il rumore emesso dai corpi delle turbine a gas. Un'indicazione di larga massima dell'attenuazione prodotta dalle suddette strutture

può essere data dal grafico della figura 22, in cui è rappresentata la nota « legge di massa ». Secondo questa legge l'attenuazione del rumore prodotta dai vari materiali è proporzionale al logaritmo del loro peso per unità di superficie. E' comunque disponibile una vasta documentazione relativa all'attenuazione fornita dai comuni materiali da costruzione e dai vari materiali speciali disponibili in commercio.

I fattori che contribuiscono a ridurre il rumore all'interno della Sala Macchine sono principalmente il rivestimento termoisolante dei corpi e di altre strutture delle macchine (tubazioni, ecc.), le eventuali carenature di cui sono dotate alcune turbine a gas ed il rivestimento acustico di tutte o parte le pareti della Centrale. Questo rivestimento ha l'effetto di ridurre il tempo di riverberazione del suono all'interno del locale, rendendolo più « sordo ». Si tratta comunque di problemi da esaminare caso per caso, in base alle caratteristiche acustiche - e quindi costruttive - delle turbomacchine e dei locali in cui queste sono installate ed in funzione delle esigenze specifiche di ciascuna Centrale.

L'ottenimento di bassi livelli di rumorosità nella Sala Comando, nelle Sale Quadri e negli uffici delle Centrali non presenta generalmente particolari difficoltà: la parete di separazione tra questi locali e la Sala Macchine, se eseguita con materiale appropriato e con opportuni accorgimenti, può fornire una soddisfacente attenuazione del rumore.

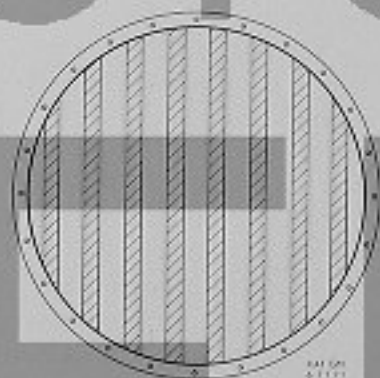


Fig. 20 - Sezione di un silenziatore per condotti di scarico circolari

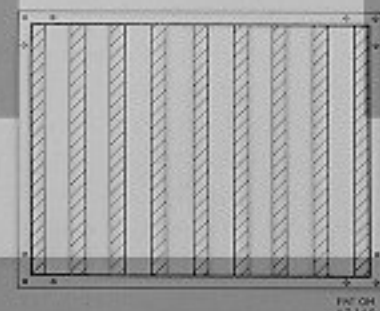


Fig. 21 - Sezione di un silenziatore per condotti di scarico rettangolari

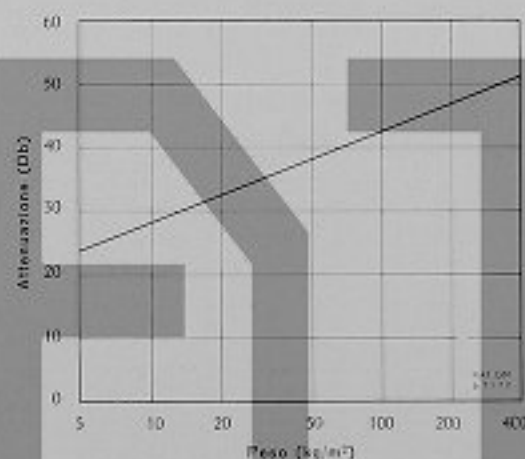


Fig. 22 - Attenuazione del rumore in funzione del peso per unità di superficie del materiale di separazione (legge di massa)

Conclusioni

Le considerazioni finora esposte hanno fornito una idea di massima dei fenomeni acustici che si manifestano nelle Centrali con turbine a gas e dei mezzi per ridurre la rumorosità nel loro interno e

nella zona circostante. Per concludere, accenniamo brevemente ad alcune considerazioni che riteniamo di estrema importanza per la corretta impostazione dei dati di progetto dei silenziatori.

Come si è accennato in precedenza, attraverso i silenziatori di aspirazione e di scarico, l'aria aspirata dal compressore ed i gas scaricati dalla turbina subiscono delle perdite di carico, la cui entità dipende dai valori richiesti di attenuazione del rumore.

Queste perdite di carico provocano una diminuzione della potenza utile erogata dalla turbina ed un aumento del consumo specifico del combustibile.

A titolo orientativo, le perdite di carico provocate dai silenziatori di aspirazione e scarico possono essere mediamente valutate in 30-35 mm H₂O.

Il corrispondente aumento del consumo specifico è dell'ordine dello 0,35 % sia per i condotti di aspirazione che per quelli di scarico. La diminuzione della potenza erogata è dell'ordine dello 0,7 % per i condotti di aspirazione e dello 0,35 % per quelli di scarico.

L'esame di queste cifre conferma la necessità di scegliere accuratamente, in sede di progetto, i livelli sonori che non si vogliono superare.

La tecnica del silenziamento delle turbine a gas non si propone infatti di eliminare il rumore, ma di ridurlo a livelli compatibili con quello esistente nella zona circostante.

Gli impianti di silenziamento che riducono i livelli sonori al di sotto di questo sono surdimensionati ed inutilmente costosi.

CENTRO
STORICO
FIAT

Questo articolo fornisce alcune informazioni sulle caratteristiche funzionali di un motore a quattro tempi di media potenza e velocità e cost del motore L 230 (*) e descrive alcune particolari ricerche condotte per la sua messa a punto.

Alcune considerazioni sulla messa a punto del motore L 230

dott. ing. R. Maciotta

(Relazione presentata al IV Convegno Nazionale sui moderni orientamenti della produzione motoristica italiana, con particolare riguardo al settore della pesca, scafi e attrezzature Ancona 2 luglio 1966).

Caratteristiche di funzionamento del motore

Le caratteristiche di funzionamento del motore FIAT tipo L 230, rilevate nelle prove al banco e riferite a velocità di rotazione costante, in funzione della pressione media effettiva, sono riportate nella figura 1.

La curva n. 6 rappresenta l'andamento del consumo specifico il cui valore si aggira sui 160 g/Cv/h con un minimo di 159 g/Cv/h, con combustibile avente potere calorifico inferiore di 10.000 Cal/kg.

La curva n. 5 rappresenta il rapporto ponderale aria/combustibile: si nota che la curva raggiunge un valore minimo di 29; tenendo presente che il rapporto stechiometrico aria/combustibile, nel caso della nafta, è intorno a 14 ÷ 15, ciò significa che il motore dispone, anche a pieno carico, di un eccesso di aria del 100% circa, e cioè di un ampio margine di sicurezza rispetto al pericolo della fumosità.

Le curve n. 3 e 4 rappresentano rispettivamente le pressioni e le temperature dell'aria di alimentazione del motore.

La curva n. 2 rappresenta le temperature dei gas all'ingresso turbina e fornisce una indicazione, seppure qualitativa, delle sollecitazioni termiche a cui il motore è sottoposto: la temperatura in corrispondenza delle prestazioni massime raggiunte è di 475°C, valore che deve essere considerato senz'altro moderato in relazione ai valori di temperatura che sono usuali sia su altri motori di costruzione FIAT, sia su motori di altre Case costruttrici.

Si tenga presente che il valore limite della temperatura all'ingresso della turbosoffiante (determinato dalla resistenza delle palettature mobili della turbina) è di 600°C; anche sotto questo punto di vista esiste quindi un ampio margine di sovraccaricabilità.

(*) In appendice sono riportate le caratteristiche fondamentali di questo tipo di motore.

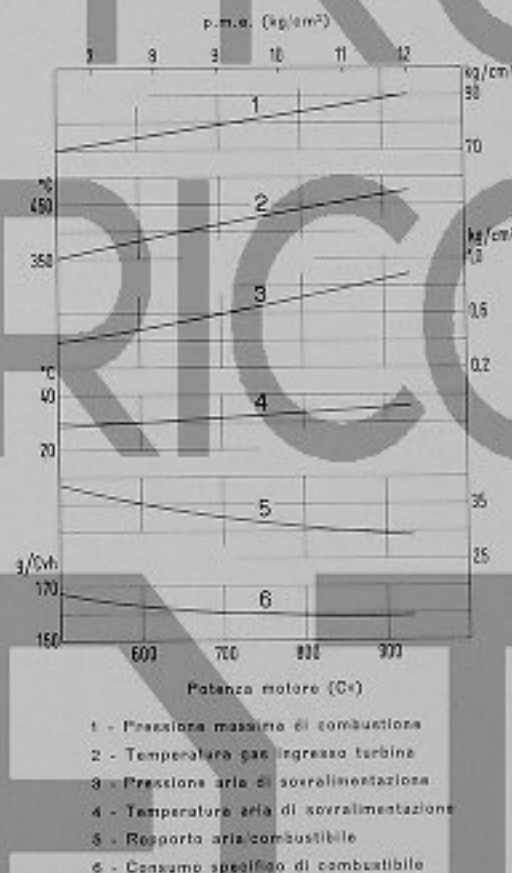


Fig. 1 - Motore FIAT tipo L 230 SS - Caratteristiche principali di funzionamento alla velocità di 600 giri/min

La curva n. 1, nella parte alta della figura, rappresenta le pressioni massime di combustione: i valori di tali pressioni sono normali per motori del tipo in argomento, in relazione alle prestazioni, il che dimostra che il buon rendimento del motore non è stato ottenuto a spese del carico meccanico.

Questi risultati hanno potuto essere raggiunti grazie all'accurato lavoro di sperimentazione e di

messa a punto sopra accennato; e sono la risultante di successivi perfezionamenti apportati nel corso di mesi di lavoro in direzioni diverse.

Le ricerche che ora illustreremo, riguardano i seguenti tre argomenti:

- iniezione del combustibile;
- distribuzione del combustibile nell'interno della camera di combustione in relazione al movimento dell'aria nella camera stessa (turbolenza);
- ricambio della carica d'aria e « lavaggio » della camera di combustione.

a) Iniezione

L'apparato di iniezione di questo motore è di tipo tradizionale, costituito da una pompa di iniezione con lo stantuffo dotato di una scanalatura elicoidale che coprendo e scoprendo nelle fasi opportune, un foro nella parete del cilindro determina l'inizio e la fine della pompata utile. La fig. 2 mostra la forma costruttiva di questo tipo di pompa. La regolazione del carico è effettuata mediante un'asta a cremagliera che provoca la rotazione del pistone.

La fig. 3 mostra due varianti dell'iniettore che è del tipo classico a fori multipli, raffreddato ad acqua o a nafta, con valvola automatica a spillo.

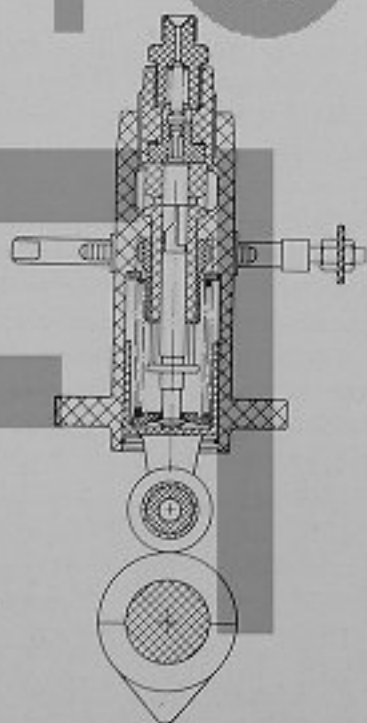
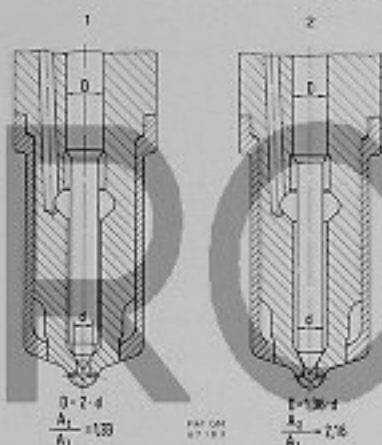


Fig. 2 - Pompa di iniezione tipo Bosch

Le due varianti differiscono fra loro, come si preciserà più avanti, per le aree soggette alla pressione della nafta.

Lo studio di un apparato di iniezione deve assicurare che l'iniezione del combustibile si compia:

- in un tempo ben determinato (per ottenere un ciclo di combustione favorevole);



$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \text{Area premuta a spillo chiuso}$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} D^2 = \text{Area premuta a spillo aperto}$$

1 - Iniettore normale

2 - Iniettore modificato

Fig. 3 - Confronto caratteristiche iniettori

- con pressioni sufficienti ad ottenere una buona velocità delle goccioline di nafta, ma non tali da compromettere la sicurezza meccanica degli organi interessati;
- senza disturbi, quali ad esempio fluttuazioni cicliche, saltellamenti e riaperture della valvola dell'iniettore, trafileamento o gocciolamento di nafta, ecc.

Questo studio, nella sua parte teorica, viene condotto per tentativi, assumendo come note (in base all'esperienza di motori simili) le caratteristiche geometriche dei diversi organi e verificando che le esigenze suddette siano soddisfatte.

Lo studio della legge di iniezione del combustibile si compendia usualmente in una serie di diagrammi come quelli rappresentati nella fig. 4 che rappresentano, in funzione dell'angolo di rotazione della manovella, i valori delle pressioni della nafta nei vari punti dell'apparato di iniezione, con l'iniettore di tipo normale, ed in particolare:

- nel tubo di collegamento tra pompa ed iniettore in vicinanza di questo ultimo (curva n. 5);
- nell'iniettore a monte dello spillo (curva n. 4);
- nell'iniettore a valle dello spillo cioè immediatamente a monte dei fori di iniezione (curva n. 3).

Sono inoltre rappresentati in questi diagrammi la legge del moto di alzata dello spillo (curva n. 2) e la quantità di nafta iniettata in funzione del tempo (curva n. 1).

La determinazione teorica di questi diagrammi viene eseguita secondo un procedimento che tiene in conto: la velocità dallo stantuffo della pompa; l'elasticità e la massa della nafta; l'elasticità delle tubazioni nelle quali la nafta è convogliata, la variazione istantanea dei carichi delle molle e delle sezioni di passaggio; la massa (e quindi l'inerzia) degli organi in moto, vale a dire la valvola di mandata della pompa e lo spillo dell'iniettore. Tale procedimento di calcolo, che richiede naturalmente l'impiego di un calcolatore elettronico, è stato descritto, in questo Bollettino, nel n. 2 del 1962.

L'approssimazione ottenibile è mostrata dal confronto tra il diagramma rilevato (indicato a linea tratteggiata) ed il diagramma calcolato (indicato a linea continua) delle pressioni della nafta nella tubazione (fig. 4 - curva n. 5).

Rispetto al diagramma delle pressioni nella tubazione, il diagramma delle pressioni a monte dello spillo risulta inizialmente sfasato in ritardo; questo ritardo è quello corrispondente al tempo necessario alla propagazione delle onde di pressione dall'uno all'altro punto.

Il diagramma delle pressioni a monte dello spillo (curva 4) presenta un andamento crescente fino alla pressione di taratura cioè fino a quando la pressione ha raggiunto il valore di apertura automatica dello spillo del polverizzatore. L'apertura dello spillo provoca un momentaneo abbassamento della pressione seguito però a breve distanza da una ripresa. Questo andamento è comune a tutti gli apparati di iniezione di questo tipo.

Da notare, in questo particolare diagramma di iniezione, la legge di moto dello spillo (curva 2); esso, dopo l'inizio del moto, subisce un rallentamento, accentuato a circa metà alzata per poi raggiungere con un successivo balzo la massima alzata.

Questo andamento del moto dello spillo del polverizzatore produce, nella fase iniziale, una iniezione lievemente rallentata e, presumibilmente, con imperfetta polverizzazione.

L'inconveniente è stato completamente eliminato mediante l'adozione di un iniettore modificato, rappresentato nella parte destra della fig. 3. L'iniettore modificato differisce dal tipo normale per un diverso rapporto fra il diametro superiore dello spillo ed il diametro inferiore di tenuta dello spillo sulla sede, cioè per una differenza nel rapporto delle aree premute a spillo chiuso ed a spillo aperto.

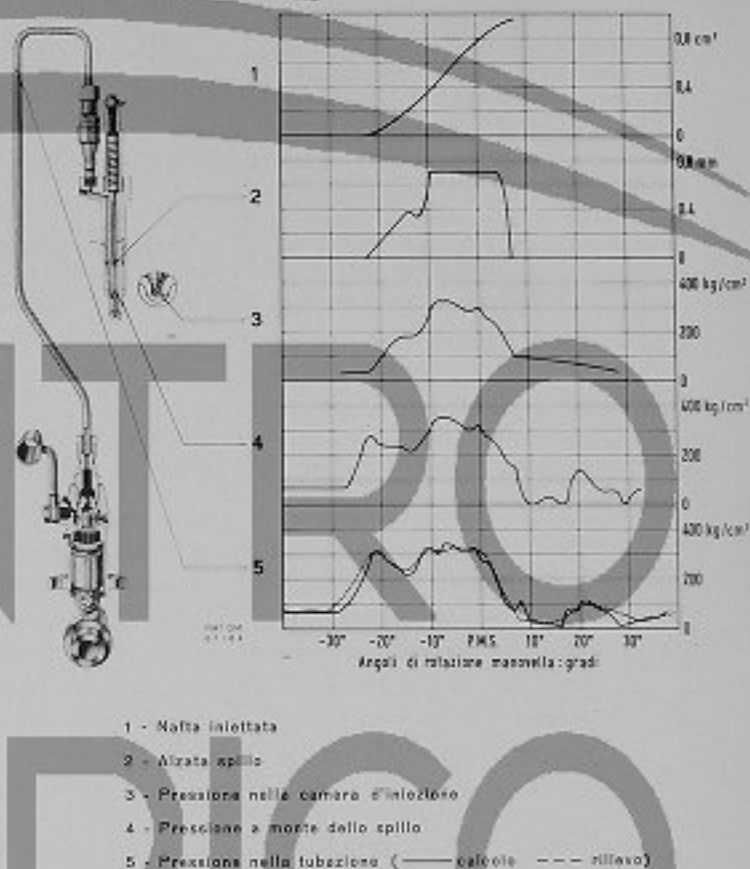


Fig. 4 - Diagrammi di iniezione con iniettore normale

Per l'iniettore normale il rapporto delle due aree è di 1,33 vale a dire, all'atto dell'apertura, l'area premuta aumenta del 33 % rispetto al valore iniziale; nell'iniettore modificato tale rapporto è di 2,16 (cioè l'area premuta aumenta del 116 %).

Poichè la forza esercitata dalla nafta sullo spillo, e che ne provoca l'apertura, è proporzionale al prodotto dell'area per la pressione, si comprende immediatamente che il più grande aumento di area premuta fornita dall'iniettore modificato sia in grado di compensare la diminuzione di pressione che si ha nell'istante dell'apertura e quindi sia in grado di consentire una apertura rapida e più regolare dello spillo stesso.

I diagrammi di iniezione calcolati col nuovo tipo di iniettore sono rappresentati nella fig. 5; come si può osservare il moto dello spillo è rapido, praticamente istantaneo e senza ritorni, sia in apertura, sia in chiusura.

Poichè gli iniettori originali non pienamente idonei erano disponibili, in quanto di tipo normale per altri motori, essi vennero provati sul motore in oggetto, al banco di prova, a confronto con quelli di tipo modificato; nella fig. 6 sono visibili le curve caratteristiche di funzionamento rilevate nelle due condizioni.

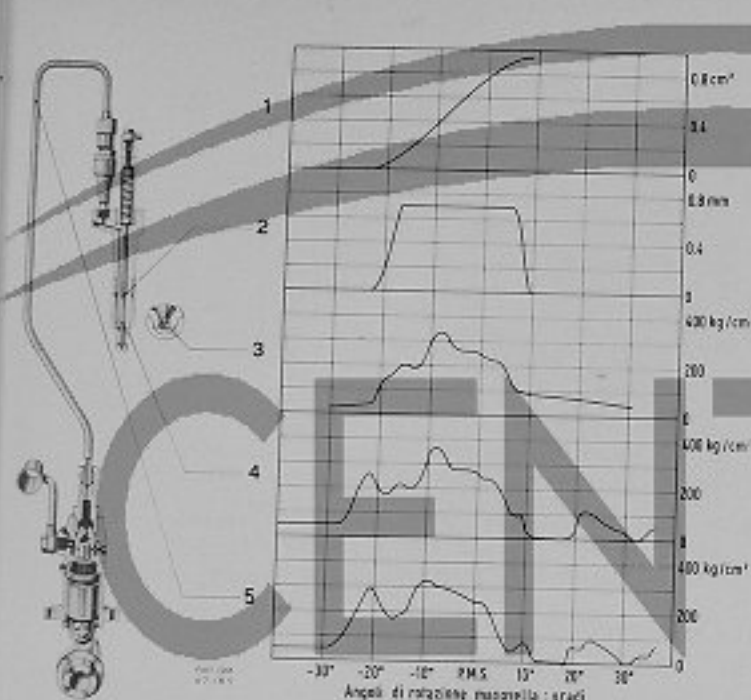


Fig. 5 - Diagrammi di iniezione con iniettore modificato

- 1 - Nafta iniettata
- 2 - Alzata spillo
- 3 - Pressione nella camera di iniezione
- 4 - Pressione a monte dello spillo
- 5 - Pressione nella tubazione

Come si vede, il nuovo tipo di iniettore modificato ha prodotto una riduzione del consumo specifico dell'ordine di circa $3 \div 4$ g/Cvh; poichè tutte le altre caratteristiche di funzionamento del motore ed in particolare l'anticipo di iniezione e la pressione massima di combustione sono rimaste invariate, questo miglioramento non può che essere attribuito alla più favorevole legge di iniezione.

Si noti che i consumi qui segnati sono più elevati di quelli effettivi della fig. 1; infatti questa prova è stata eseguita in assetto intermedio del motore che venne successivamente migliorato.

b) Distribuzione del combustibile nella camera di combustione in relazione al movimento dell'aria nella camera stessa e cioè alla « turbolenza »

L'ottenimento di una iniezione regolare, come durata, fase, quantità e pressione, rappresenta soltanto il primo problema da risolvere per l'ottenimento di un buon rendimento termico.

Il secondo problema è quello della distribuzione e diffusione del combustibile nell'interno della camera di combustione. Determinanti sotto questi aspetti sono:

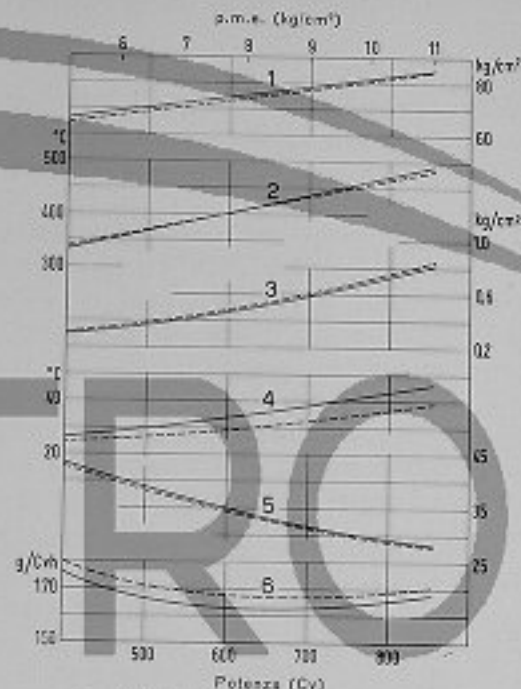


Fig. 6 - Confronto del funzionamento con iniettore normale e modificato alla velocità di 600 giri/min e combustibile Diesel con potere calorifico inferiore di 10000 Cal/kg

- 1 - Pressione max di combustione
 - 2 - Temperatura gas ingresso turbina
 - 3 - Pressione aria di sovralimentazione
 - 4 - Temperatura aria di sovralimentazione
 - 5 - Rapporto aria/combustibile
 - 6 - Consumo specifico di combustibile
- Iniettore normale
--- Iniettore modificato

- il numero e la direzione dei fori dell'iniettore, cioè il numero dei getti di nafta e la loro disposizione (più o meno ravvicinati fra di loro ed alle pareti della camera di combustione);
- il diametro dei fori dell'iniettore, il quale influisce sulla finezza della polverizzazione e cioè sul diametro delle goccioline di nafta costituenti il getto; il diametro delle goccioline, a sua volta, ne influenza in modo determinante la penetrazione nella camera di combustione;
- i movimenti turbolenti dell'aria nella camera di combustione i quali influenzano la diffusione delle goccioline di combustibile in ogni punto della camera stessa.

Una idea di questi movimenti dell'aria si ha dalla fig. 7 ove sono schematizzati i principali tipi di movimenti riscontrabili su motori vari.

Lo « squish » si manifesta su motori piccoli e veloci con camera di combustione raccolta; si può escludere che esso possa manifestarsi in misura apprezzabile sul nostro motore.

Lo « swirl » si può manifestare, sebbene non necessario e voluto, anche su motori medi, a media velocità di funzionamento, e con camera di combustione aperta, come il motore L 230.

Sull'andamento e sulla intensità di questo tipo di turbolenza si può influire con la sezione e la profilatura dei condotti di adduzione dell'aria ai cilindri.

Allo scopo di studiare sperimentalmente la distribuzione del combustibile nella camera di combustione vennero costruiti e provati sul motore 11 tipi di iniettori con diverso numero di fori (da 4 a 8) e con diverso diametro (da 0,30 a 0,50 mm).

La fig. 8, nella parte inferiore, riporta i risultati delle misure di consumo del motore con le testate cilindro originali (testata ad alta turbolenza) e con polverizzatori aventi diverso numero di fori.

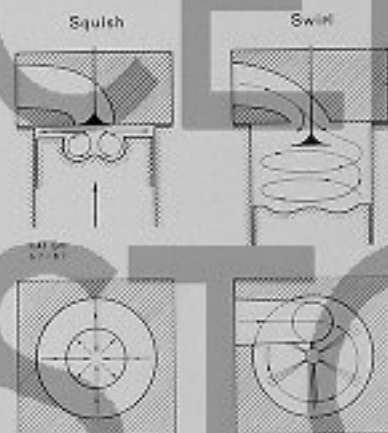


Fig. 7 - Schemi dei moti turbolenti dell'aria nella camera di combustione

Come si vede, si ottenne con l'iniettore a 8 fori un consumo elevatissimo (intorno a 180 g/Cvh); i consumi si riducevano in modo rapido e progressivo al diminuire dei fori, raggiungendo un minimo con un iniettore a 4 fori, naturalmente di maggior diametro.

Questo risultato può essere spiegato tenendo presente l'effetto di una turbolenza tipo «swirl»: bisogna ricordare che la turbolenza è utile proprio nei motori piccoli dove, per ragioni costruttive il numero di fori dell'iniettore deve essere limitato. Quanto più basso il numero di fori, tanto più alta deve essere la turbolenza; si intuisce che valga anche la proposizione inversa: quanto più alta la turbolenza, tanto più basso deve essere il numero dei fori.

Il ragionamento qui schematizzato condusse a pensare che il motore possedesse un grado di turbolenza eccessivo: misure eseguite in proposito confermarono questa convinzione. Come risultato, venne deciso di sperimentare un diverso tipo di testata cilindro, avente un diverso profilo del condotto di aspirazione dell'aria: questa testata, che venne designata come «testata a bassa turbolenza», è mostrata a confronto con la precedente nella fig. 9.

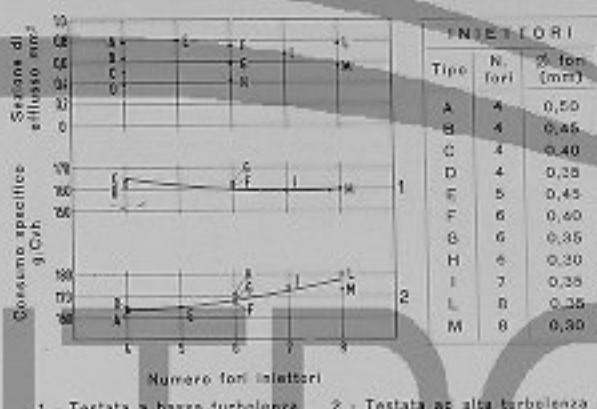


Fig. 8 - Consumo del combustibile con iniettori aventi diversa foratura - Velocità motore 600 giri/min p.m.e. - 10 kg/cm²

Le misure di consumo sul motore con questa nuova testata e con diverso numero di fori, riportate nella fig. 8 (curva superiore), confermarono le aspettative e permisero di ottenere consumi specifici più bassi: l'ottimo venne raggiunto con 7 fori a cui corrispondono le curve della fig. 1.

c) Ricambio della carica d'aria (lavaggio dello spazio morto)

La messa a punto del motore non deve però limitarsi alla ricerca del minimo consumo, il quale costituisce un fattore importante, ma non certo l'unico della bontà del motore. Verranno ora mostrati a titolo di esempio, i risultati di esperienze condotte in altra direzione.

La distribuzione aria del motore L.230, nella versione sovralimentata, è realizzata in modo da effettuare il così detto «lavaggio» dello spazio morto (fig. 10). Si trae profitto della disponibilità

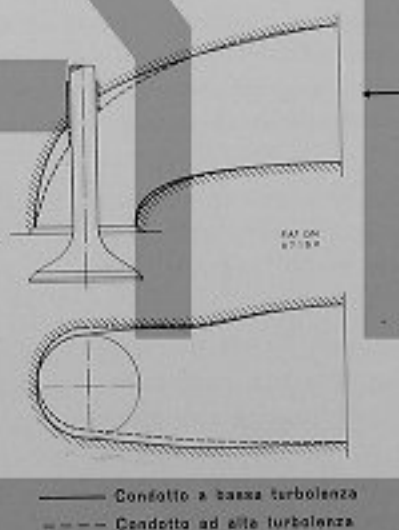


Fig. 9 - Confronto condotti di aspirazione ad alta e bassa turbolenza

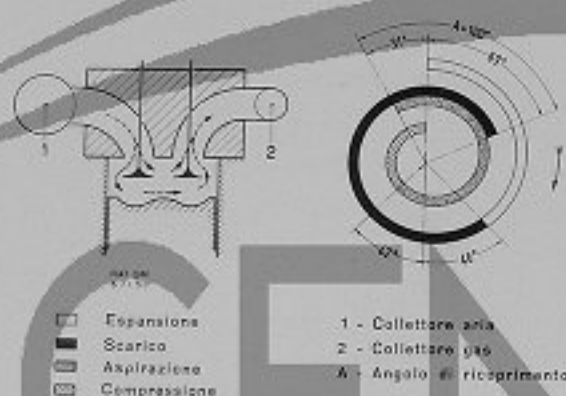


Fig. 10 - Schema di lavaggio dello spazio morto



Fig. 11 - Valvole di aspirazione di un motore a 4 tempi sovralimentato incrostate per lavaggio negativo

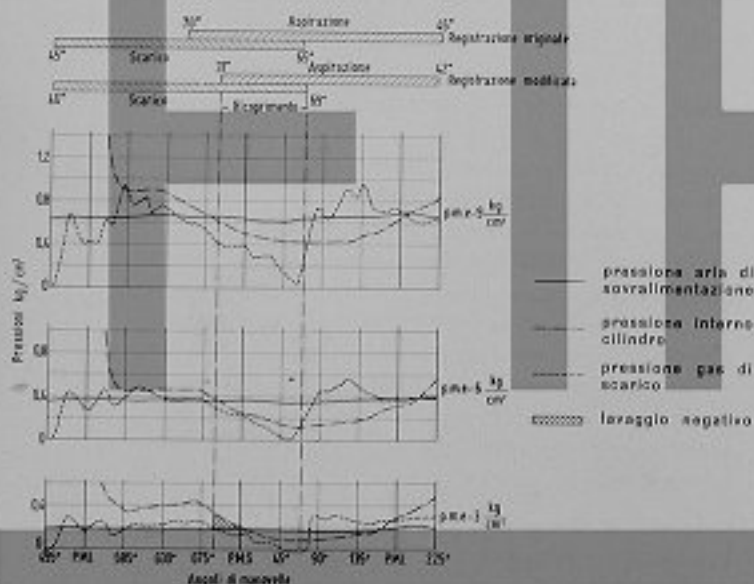


Fig. 12 - Rilievi oscillografici delle pressioni interno cilindro, aria di sovralimentazione e gas di scarico

di aria di sovralimentazione a pressione relativamente elevata per espellere dalla camera di combustione i gas combusti che altrimenti (ad esempio in un motore ad aspirazione naturale) vi rimarrebbero alla fine della corsa di scarico.

Il lavaggio si ottiene ritardando la chiusura della valvola di scarico ed anticipando l'apertura di quella di aspirazione, nell'interno del P.M.S. in modo da permettere un passaggio di aria dal collettore di aspirazione a quello di scarico, che, oltre al trascinare via i gas residui, giova anche a raffreddare le pareti della camera di compressione e specialmente le valvole di scarico.

Questo sistema deve però essere adottato con cautela e le fasi di apertura e chiusura delle valvole scelte accuratamente per evitare ritorni di gas combusti dall'interno del cilindro o dai collettori di scarico, nel collettore dell'aria, cioè il cosiddetto « lavaggio negativo » o « invertito ».

L'effetto più appariscente del lavaggio negativo è la formazione, a distanza di tempo, di incrostazioni carboniose sulla valvola di aspirazione: la fig. 11 fornisce un esempio di incrostazioni, che, si comprende, possono diventare assai pregiudizievoli al funzionamento del motore.

La registrazione inizialmente adottata per questo tipo di motore era la seguente:

- scarico { apertura 45° prima P.M.I.
 chiusura 65° dopo P.M.S.
- aspirazione { apertura 70° prima P.M.S.
 chiusura 45° dopo P.M.I.

Si aveva cioè un « ricoprimento » di $65 + 70 = 135$ gradi di manovella per il lavaggio.

Allo scopo di controllare il ricambio della carica di aria, vennero eseguiti numerosi rilievi oscillografici, con diverse varianti, a diverse andature e su diversi cilindri, di cui la fig. 12 fornisce un esempio relativo al cilindro n. 1. In essa sono riportate le pressioni nel collettore di sovralimentazione, nell'interno del cilindro e nel collettore di scarico in funzione dell'angolo di manovella. In particolare la curva a tratti mette in evidenza un primo impulso o onda di pressione che inizia all'aprirsi della valvola di scarico, si estende attenuandosi per tutta la corsa di espulsione e successivamente una seconda onda di pressione che è causata dallo scarico del cilindro n. 3 il quale è collegato allo stesso collettore di scarico. Lo sfasamento delle due onde, sul diagramma, (tenuto conto del tempo di propagazione delle onde) è di 270 gradi di manovella, pari all'intervallo delle accensioni.

La pressione interno cilindro (curva a tratti e punti), dopo lo scarico spontaneo all'apertura delle

valvole di scarico, mantiene un valore considerevole per quasi tutta la corsa di espulsione, a causa della resistenza dei condotti di scarico.

Dai diagrammi si può rilevare quanto segue:

- il salto di pressione disponibile per il lavaggio dello spazio morto si riduce al diminuire della pressione media effettiva; infatti l'energia ottenibile in turbina dai gas di scarico (e utilizzabile per comprimere l'aria), tende a diventare trascurabile a basso carico. Di conseguenza il lavaggio dello spazio morto diviene sempre più precario;
- la fase originale di chiusura della valvola di scarico (65° dopo P.M.S.) è all'incirca corretta, perché subito dopo si manifesta l'onda di scarico proveniente dal cilindro 3 che porta la pressione del gas nel collettore di scarico al disopra della pressione dell'aria e darebbe quindi luogo a lavaggio negativo qualora la chiusura della valvola venisse differita;
- la fase iniziale di apertura della valvola di aspirazione (70°) era invece un po' troppo anticipata, in quanto in quell'istante la pressione interno cilindro è ancora superiore a quella del collettore di sovralimentazione e tende a produrre il lavaggio inverso.

Venne quindi adottata come definitiva una nuova registrazione:

- scarico { apertura 46° prima P.M.I.
chiusura 69° dopo P.M.S.
- aspirazione { apertura 31° prima P.M.S.
chiusura 42° dopo P.M.I.

E' da notare che, in ogni caso, funzionando a velocità normale a carichi bassissimi, il lavaggio negativo non può essere evitato del tutto; ciò peraltro non pregiudica l'utilizzazione dei motori in quanto, com'è evidente, in esercizio un funzionamento di questo genere viene mantenuto soltanto per periodi di tempo assai limitati.

Questa raccomandazione non si riferisce però al caso di motori per propulsione: per essi, l'elica stabilisce una ben determinata relazione (legge cubica) potenza-giri per cui una potenza ridotta può essere sviluppata solo a giri corrispondentemente ridotti. In questo caso, come hanno provato indagini da noi eseguite, la minore velocità dello stantuffo consente alle pressioni interno cilindro di abbassarsi al disotto delle pressioni dell'aria di sovralimentazione, cosicché a nessuna delle andature esiste il pericolo di lavaggio inverso.

IL MOTORE FIAT L 230

Il motore L 230 è stato progettato dalla FIAT nell'intento di porre sul mercato un motore particolarmente adatto all'impiego in campo navale, sia come gruppo elettrogeno di bordo, che per la propulsione di piccole unità, come pescherecci e imbarcazioni per servizio locale passeggeri e merci.

Oltre che in campo navale esso ha avuto vasta applicazione anche per l'azionamento di gruppi elettrogeni terrestri.

Il progetto del motore è stato sviluppato in modo da ottenere una macchina semplice, e pertanto di facile condotta e manutenzione anche da parte di personale non altamente specializzato, avendo la massima accessibilità a tutte le parti interne ed esterne ed adatta all'impiego di combustibile economico.

Esso viene costruito con 6 e 8 cilindri in linea e può sviluppare (nelle versioni ad aspirazione naturale, sovralimentata e sovralimentata con interrefrigerazione) potenze comprese fra 330 e 920 Cv.

Riportiamo brevemente le principali caratteristiche del motore nelle versioni attuali:

- **Struttura portante.** - È realizzata di fusione in ghisa ed è composta da un basamento sul quale viene appoggiato l'albero a manovelle, e da una incastellatura sulla quale sono sistemate le camicie cilindro, le testate, l'asse a camme e le pompe di iniezione.

Il basamento porta di fusione la coppa per la raccolta dell'olio di lubrificazione ed i regoli per l'ancoraggio del motore alla fondazione. Sulle pareti laterali dell'incastellatura sono ricavate ampie aperture che permettono la massima accessibilità a tutte le parti interne del motore.

- **Albero a manovelle.** - È realizzato in acciaio speciale per stampaggio. I perni di banco e di biella hanno la superficie indurita con il metodo della tempera a induzione, allo scopo di realizzare un accoppiamento con i cuscinetti avente la massima sicurezza. Questa soluzione è stata adottata dalla FIAT su altri motori in esercizio con ottimi risultati. Ad esempio su motori funzionanti normalmente con variazioni brusche di velocità, si sono riscontrati, dopo oltre 15.000 ore di moto, usure praticamente inapprezzabili. Sull'albero a manovelle, all'estremità opposta della presa di forza, è sistemato uno smorzatore del tipo viscoso che permette di ridurre le sollecitazioni torsionali a valori accettabili a tutte le andature.

Cuscinetti di banco e di biella. - Per facilitare i ricambi, i cuscinetti di banco e di biella sono uguali tra loro. Sono del tipo trimetallico composti cioè da un guscio sottile in acciaio sul quale sono riportati successivamente uno strato di melalrose ed uno strato elettrolitico di Pb-Sn.

- **Bielle.** - Sono in acciaio speciale e ricevono per stampaggio il piano di accoppiamento tra il fusto ed il capello è inclinato rispetto all'asse delle bielle. Questa disposizione ha permesso di realizzare il massimo diametro possibile del perno di manovella pur mantenendo la possibilità di sfilare la biella del motore attraverso la camicia. Inoltre la particolare disposizione dei bulloni rende più agevole la loro accessibilità facilitando così lo smontaggio della biella. Il fusto della biella è forato per tutta la sua lunghezza per permettere il passaggio dell'olio di lubrificazione dello spinotto.

- **Stantuffo.** - È costruito in lega leggera e porta, per la tenuta dei gas, quattro anelli elastici di compressione il primo dei quali ha la superficie di scorrimento cromata. Per la tenuta dell'olio sono sistemati due anelli raschiatoio e feritoie, uno sopra e uno sotto allo spinotto.

- **Camicia.** - Sono realizzate di fusione con una ghisa particolarmente resistente all'usura e adatta per un buon accoppiamento con stantuffi in lega leggera. Le camicie, raffreddate per contatto diretto con l'acqua circolante nell'incastellatura, sono facilmente estraibili dalla parte alta dell'incastellatura dopo avere smontato la testata.

- **Testate.** - Una per cilindro, sono realizzate in fusione di ghisa speciale. Su ciascuna testata sono sistemati: una valvola di aspirazione, una di scarico e il polverizzatore. La forma dei condotti di aspirazione e scarico stabilita in base alle prove fluidodinamiche illustrate nell'articolo precedente, ha permesso di realizzare il massimo rendimento volumetrico del motore.

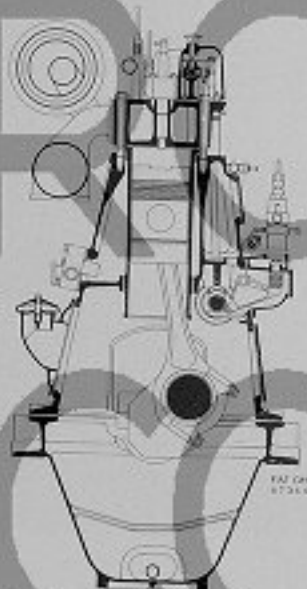
Sul fianco di ogni testata, in posizione completamente accessibile, è riportato un blocchetto sul quale sono sistemate: la valvola per l'avviamento ad aria del motore, la valvola di sicurezza e la valvola per l'eventuale rilievo dei diagrammi indicati.

Nella parte alta della testata sono montati i bilancieri per il comando delle valvole; un coperchio opportunamente sagomato copre i bilancieri e lascia visibile all'esterno il polverizzatore.

- **Apparato di iniezione.** - È composto dalle pompe di iniezione del tipo Bosch, sistemate sul fianco del motore

in prossimità di ogni cilindro. Ogni pompa è montata su un supporto applicato sull'incastellatura ed è azionata da un bilanciere che prende il moto da una cinghia sistemata sull'asse della distribuzione.

Questa sistemazione permette di eseguire qualsiasi controllo e manutenzione in un tempo brevissimo. In caso di necessità ogni pompa di iniezione può essere esclusa dal funzionamento senza fermare il motore. Il polverizzatore



Motore FIAT tipo L 230

è sistemato sulla testata fuori dalla copertura allo scopo di ridurre al minimo il tempo necessario per la eventuale sostituzione. Il polverizzatore è di tipo automatico, raffreddato a mezzo di circolazione forzata di acqua dolce.

Il motore può comandare direttamente le pompe olio, combustibile, acqua dolce raffreddamento motore e raffreddamento polverizzatori e acqua salata.

Navi con motori FIAT entrate in servizio nel 1966

Riportiamo i nomi e le fotografie di alcune navi, azionate da motori FIAT, entrate in servizio nel corso del 1966, che, per ragioni di spazio, non è stato possibile includere nei numeri precedenti. Nell'elenco che segue, per le navi militari riportiamo, oltre al nome, il tipo e la potenza del motore, mentre per le navi mercantili riportiamo in ordine successivo: il nome della nave, il tipo e la potenza del motore di propulsione, l'Armatore e la data di entrata in servizio dell'unità.

Per i motori costruiti su licenza, dopo il tipo del motore, riportiamo, fra parentesi, il nome del Licenziatario.

NAVI MILITARI CON MOTORI DI NOSTRA COSTRUZIONE



SAETTA



SALVATORE TODARO

Cannoniera SAETTA	2 x X1832	2 x 2750 Cv
Corvetta SALVATORE TODARO	2 x 3012 RSS	2 x 3460 Cv
Corvetta UMBERTO GROSSO	2 x 3012 RSS	2 x 3460 Cv

Marina Militare Italiana
Marina Militare Italiana
Marina Militare Italiana

NAVI MERCANTILI CON MOTORI DI NOSTRA COSTRUZIONE

M/e SIRACUSANA	B 686 S	6600 Cv	CALLISA - Siracusa	1-66
M/e SANTA CRISTINA PRIMA	9010 S	21000 Cv	Armatrice Santa Cristina S.p.A. - Palermo	2-66
M/e TRELANCE	9010 S	21000 Cv	Transmarittima Sarda S.p.A. - Cagliari	2-66
M/n DELTADRECHT	B 759 S	12600 Cv	N.V. Seoomv. Maats. «De Maas» - Rotterdam	3-66
M/n MARE SERENO	B 758 S	11200 Cv	Fratelli D'Amico - Roma	3-66
Pesch. 233 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 235 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66

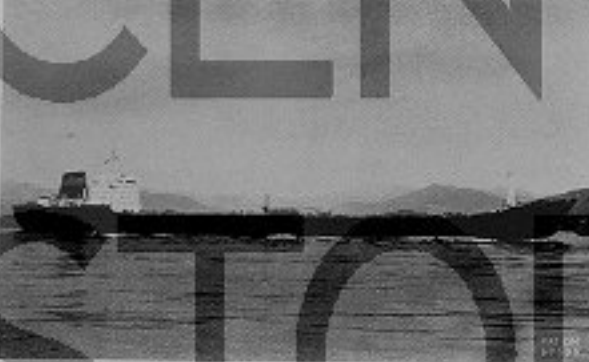


SIRACUSANA



SANTA CRISTINA PRIMA

Pesch. 236 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 237 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 238 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 239 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 240 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 251 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 252 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 253 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 255 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 256 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 257 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 258 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 259 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66

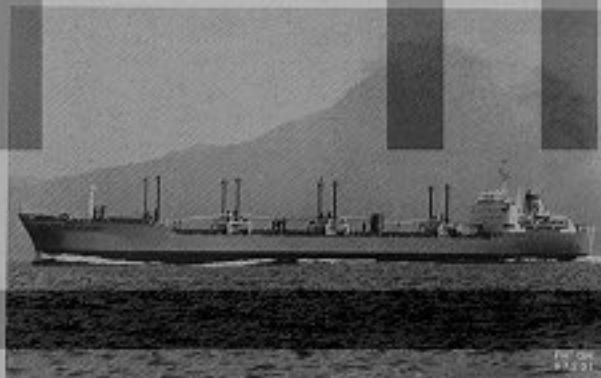


TRELANCE

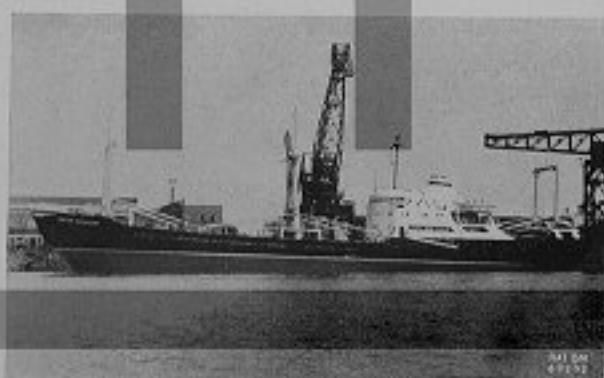


DELTADRECHT

Pesch. 260 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
Pesch. 601 KANG WAA	B 3012 SS	2450 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	3-66
M/n JACOPO TINTORETTO	2 x B 605 S	2 x 3750 Cv	Linee Marittime e dell'Adriatico S.p.A. - Roma	5-66
M/n MARE PLACIDO	B 758 S	11200 Cv	Fratelli D'Amico - Roma	5-66
Pesch. 602 KANG WAA	B 3012 SS	2450 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	5-66
M/n GEORGI VASILIEV	B 546 TS	2900 Cv	URSS	5-66
Pesch. 261 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	6-66
Pesch. 262 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	6-66
M/n SERGEI VASILIEV	B 456 TS	2900 Cv	URSS	6-66
Pesch. 263 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	9-66
Pesch. 265 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	9-66
Pesch. 266 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	9-66
Pesch. 268 MAN HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	9-66
Pesch. 401 BAEK NYONG	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	9-66



MARE PLACIDO



SERGEI VASILIEV



NAM HAE



KANG WAA

Pesch. 102 BAEK NYONG	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	9-66
Pesch. 501 KED MON	LA 238 S	640 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	9-66
M/n MARE FELICE	B 758 S	12320 Cv	Fratelli D'Amico - Roma	9-66
Pesch. 502 KED MON	LA 238	640 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	10-66
Rim. BRAVO	B 308 SS	1760 Cv	Impresa Marittima - Augusta - Siracusa	11-66
M/n BANJA	B 757 S	10500 Cv	Atlantska Plovidba - Dubrovnik	11-66
Pesch. 103 BAEK NYONG	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	12-66
Pesch. 105 BAEK NYONG	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	12-66
Pesch. 106 BAEK NYONG	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	12-66
Pesch. 107 BAEK NYONG	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	12-66
Pesch. 267 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	12-66
Pesch. 269 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	12-66
Pesch. 270 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	12-66
Pesch. 271 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	12-66
Pesch. 272 NAM HAE	LA 238	460 Cv	K.M.I.D.C. - Inchon	12-66
Pesch. (per la Polonia)	2312 SS	1400 Cv		12-66
Pesch. (per la Polonia)	2312 SS	1400 Cv		12-66
Pesch. (per la Polonia)	2312 SS	1400 Cv		12-66

TRASFORMAZIONE DI APPARATI MOTORI

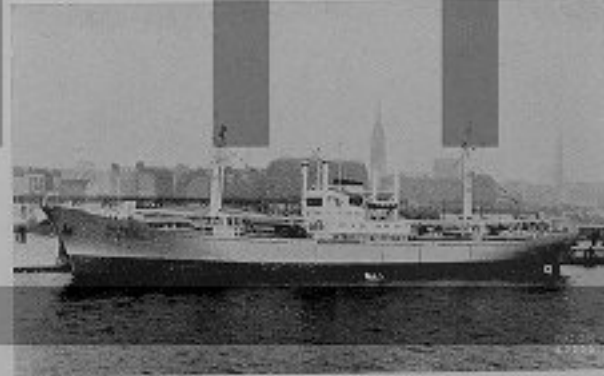
M/n AQUILEIA	L 236 S	480 Cv	A.C.N.I.L. - Venezia	5-66
--------------	---------	--------	----------------------	------

NAVI MERCANTILI CON MOTORI FIAT COSTRUITI DAI LICENZIATARI

M/n MONIQUE SCHRÖDER	B 526 TS (Borsig)	3900 Cv	Reederei Richard Schröder - Bremen	2-66
M/n MADRID	C 686 S (Borsig)	5550 Cv	Rob. M. Sloman Jr. - Hamburg	4-66



MONIQUE SCHRÖDER



MADRID



ZIEMIA SZCZECINSKA



ZIEMIA LUBUSKA

M/n ZIEMIA SZCZECINSKA	B 758 S (CRDA)	11200 Cv	Polish Steamship Co. - Szczecin	4-66
M/n ZIEMIA LUBUSKA	B 758 S (CRDA)	11200 Cv	Polish Steamship Co. - Szczecin	7-66
M/e WARWICK FORT	9010 S (CRDA)	21000 Cv	Buckingham Tanker Co. Ltd. - London	8-66

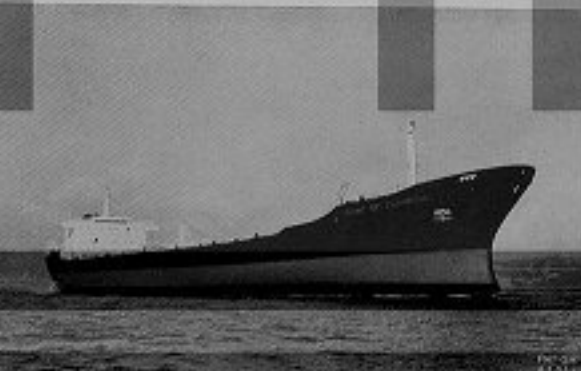


WARWICK FORT



SANTA AUGUSTA

M/e SANTA AUGUSTA	9010 S (Ansaldo)	21000 Cv	Armatorie Santa Cristina S.p.A. - Palermo	8-66
M/e FORT ST. CATHERINE	9010 S (CRDA)	21000 Cv	Buckingham Tanker Co. Ltd. - London	10-66
M/e SANTA ANNA PRIMA	9010 S (Ansaldo)	21000 Cv	Armatorie Santa Cristina S.p.A. - Palermo	10-66



FORT ST. CATHERINE



SANTA ANNA PRIMA



CENTRO
STORICO
FIAT





CENTRO STORICO FIAT

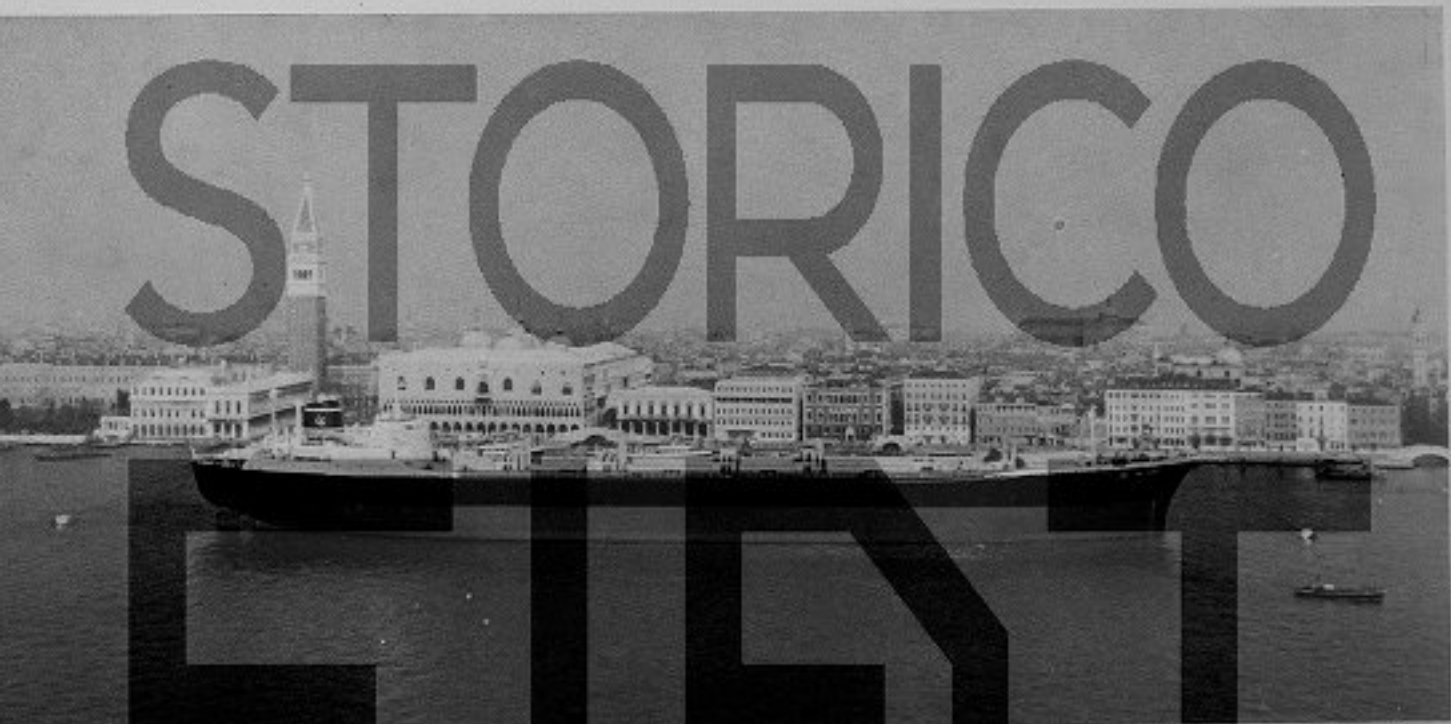
Pubblicazione trimestrale - Direttore Responsabile: Dott. Ing. GIOVANNI GORIA

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



CENTRO

Min "Mey Lolli Ghetti", da 42.300 t.d.w.
con motore FIAT tipo B 7510 S, costruita
nel Cantiere Navale Breda per la Soc.
Carbonavi di Palermo.



STORICO

FIAT