

CORSO DI LAUREA TRIENNALE IN	INGEGNERIA INDUSTRIALE	3° anno
	INGEGNERIA NAVALE	3° anno
PROGRAMMA DEL CORSO DI	MACCHINE	9 crediti
	MACCHINE MARINE	9+3 crediti
DOCENTE	Diego Micheli	a.a. 2017/18

0. INTRODUZIONE AL CORSO, CLASSIFICAZIONE DELLE MACCHINE

Generalità sulle macchine a fluido, classificazione e criteri di studio.

1. ELEMENTI DI TERMOFLUIDODINAMICA DELLE MACCHINE

1.1 Richiami e complementi di termodinamica e di gasdinamica

Primo principio della termodinamica in funzione dell'energia interna e dell'entalpia, definizione di grandezze statiche, di ristagno, totali. L' efflusso dei fluidi comprimibili. Le trasformazioni ideali e reali di compressione ed espansione.

1.2 Teoria monodimensionale delle turbomacchine

I principi di funzionamento delle turbomacchine: correnti assolute e relative, i triangoli di velocità delle macchine radiali e assiali, descrizione qualitativa della interazione tra macchina e fluido, la teoria Euleriana, il grado di reazione. La similitudine ed il numero caratteristico di macchina.

2. LE MACCHINE OPERATRICI IDRAULICHE E TERMICHE

2.1 Le turbomacchine operatrici

La curva caratteristica teorica ed effettiva. Cenno alla conformazione delle pale delle macchine centrifughe. Cenno alla conformazione delle pale delle macchine operatrici assiali.

2.2 La regolazione delle macchine operatrici

Interazione macchina-impianto. Punto di funzionamento e regolazione. Macchine in serie e in parallelo.

2.3 Le pompe, i ventilatori e i compressori

2.3.1 Le pompe

La cavitazione: descrizione del fenomeno e individuazione delle condizioni di insorgenza.

Particolarità costruttive delle pompe dinamiche e loro curve caratteristiche.

Particolarità operative e costruttive delle pompe volumetriche e loro curve caratteristiche.

2.3.2 I ventilatori

Particolarità costruttive dei ventilatori e loro curve caratteristiche.

2.3.3 I compressori

Particolarità costruttive dei compressori dinamici, descrizione del processo termodinamico, curve caratteristiche e limiti funzionali (ingolfamento, stallo, pompaggio).

Particolarità operative e costruttive dei compressori volumetrici e loro curve caratteristiche.

3. LE MACCHINE MOTRICI IDRAULICHE E TERMICHE

3.1 Le turbine idrauliche

Generalità sugli impianti idroelettrici. Classificazione delle turbine idrauliche. Particolarità operative e costruttive delle turbine Pelton, Francis, elica e Kaplan.

3.2 Combustione e inquinamento

Caratteristiche e modalità di utilizzo dei combustibili. Trattazione elementare della combustione (richiami e complementi). Sostanze inquinanti prodotte dalla combustione e interventi possibili per la loro riduzione.

3.3 Le turbomacchine motrici termiche

3.3.1 Le turbine termiche

Classificazione degli stadi, rendimento della palettatura e condizioni ottime di funzionamento.

3.3.2 Le macchine a vapore

I cicli degli impianti a vapore (richiami). Il trattamento del fluido operativo e i generatori di vapore. Architettura delle turbine a vapore mono e pluristadio. Campi di applicazione.

3.3.3 Le turbine a gas

Il ciclo di Brayton semplice e rigenerativo (richiami), limiti termodinamici e tecnologici. Classificazione, architettura, aspetti costruttivi e funzionali.

3.3.4 Cicli combinati e cogenerazione

Vantaggi termodinamici dei cicli combinati gas-vapore e della cogenerazione. Cenno ad alcune soluzioni d'impianto.

3.4 I motori alternativi a combustione interna

3.4.1 Principi e aspetti funzionali di base

I cicli teorici (richiami). Aspetti funzionali di base dei motori a ciclo Otto e a ciclo Diesel, a due e a quattro tempi, aspirati e sovralimentati (il ricambio della carica, l'alimentazione dell'aria e del combustibile, aspetti fenomenologici della combustione, definizione e calcolo delle potenze e dei rendimenti, le curve caratteristiche, il trattamento dei gas di scarico). Particolarità costruttive e funzionali dei motori a ciclo Otto e Diesel, a due e a quattro tempi, con particolare riferimento ai motori veloci per trazione e trasporto su strada.

4. COMPLEMENTI DI MACCHINE MARINE

4.1 Generalità sui sistemi propulsivi navali

Architettura di base dei sistemi propulsivi meccanici ed elettrici, requisiti e vincoli della propulsione ad elica (cenni).

4.1 Le macchine a vapore per la propulsione marina

Cenni storici, le applicazioni attuali, vincoli progettuali e particolarità costruttive.

4.2 Le turbine a gas per la propulsione marina

Campi di applicazione, vincoli funzionali connessi all'impiego marino.

4.3 I motori alternativi a combustione interna per la propulsione marina

Cenni storici. I motori Diesel medio veloci e lenti, a quattro e a due tempi. Soluzioni progettuali e costruttive specifiche e curve di funzionamento. Controllo delle emissioni inquinanti e cenni alla normativa specifica del settore. Soluzioni per l'alimentazione a gas.

NOTA: a chiarimento degli argomenti trattati verranno svolte delle esercitazioni numeriche, rilievi sperimentali delle prestazioni di alcune macchine e una visita tecnica.

TESTI CONSIGLIATI

- Alberto Cavallini, Lino Mattarolo, "Termodinamica Applicata", Cleup Editore, Padova, 1990.
- Vincenzo Dossena, Giancarlo Ferrari, Paolo Gaetani, Gianluca Montenegro, Angelo Onorati, Giacomo Persico, "Macchine a fluido", CittàStudi Edizioni, 2015.
- Renato Della Volpe, "Macchine", Liguori Editore, Napoli, 2011.
- Giancarlo Ferrari, "Motori a Combustione Interna", Esculapio, Bologna, 2016.
- Giancarlo Ferrari, "Hydraulic and Thermal Mchines", Esculapio, Bologna, 2007.
- Renato Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli, 1990.

Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale

- **Gli impianti di propulsione e generazione elettrica svolgono due funzioni essenziali per l'operatività della nave. Il grado di integrazione fra tali impianti è variabile : a volte essi sono completamente separati, a volte sono strettamente integrati mentre, nella maggior parte dei casi, sono interconnessi, come ad esempio nel caso di generazione elettrica tramite alternatore asse mosso dal motore di propulsione;**
- **Gli impianti propulsivi possono essere divisi in due categorie:**
 - ✓ **Impianto propulsivo meccanico:** tipo convenzionale, caratterizzato dalla trasmissione meccanica dell'energia dal motore primo al propulsore. Componenti fondamentali sono il motore primo, diesel-turbina ecc, la trasmissione e il propulsore. In tal caso, la generazione elettrica è solitamente costituita da gruppi diesel-generatori separati, con possibile collegamento di un generatore asse alla propulsione;
 - ✓ **Impianto propulsivo elettrico:** il propulsore è mosso da un motore elettrico. La potenza elettrica per la propulsione e per tutti gli altri sistemi può essere generata da centrali separate o, come d'uso modernamente, da un'unica centrale, solitamente composta da gruppi diesel-generatori. Quest'ultima soluzione integrata utilizza nel modo più efficiente i generatori.

Curva di carico dell'elica

La resistenza al moto di una nave che avanza con velocità V è descritta dalla sua curva di resistenza:

$$R = f(V) \cong cost \cdot V^2$$

La relazione è valida in prima approssimazione, perché il rapporto tra resistenza e quadrato della velocità non è rigorosamente costante, cioè funzione solo delle caratteristiche geometriche e idrodinamiche dello scafo, ma è funzione anche di una serie di resistenze aggiuntive, dipendenti dalle condizioni di servizio.

La potenza effettiva richiesta alla flangia del motore primo da un impianto propulsivo di rendimento η_p , per spingere la nave alla velocità V , sarà quindi:

$$P_e = \frac{R \cdot V}{\eta_p} \cong \frac{cost \cdot V^3}{\eta_p} = cost' \cdot V^3$$

La relazione trovata è la cosiddetta “cubica” dell'elica, e rappresenta la caratteristica resistente con la quale si deve confrontare la caratteristica di funzionamento del motore primo per trovare la condizione di equilibrio, cioè di funzionamento stazionario, del sistema propulsivo.

Lo studio della teoria dell'elica porterebbe poi alla conclusione che, sempre nell'ipotesi che il rapporto tra resistenza al moto e quadrato della velocità della nave sia costante, V varia linearmente con la velocità di rotazione dell'elica se quest'ultima è a passo fisso, cioè a geometria invariante.

Nel caso di eliche a passo fisso la velocità della nave determina quindi la velocità di rotazione del motore, mentre nel caso di eliche a passo variabile potrà essere possibile mantenere costante la velocità di rotazione del motore al variare della velocità nave, sempre adeguando naturalmente il carico motore in accordo con la “cubica”.

Con le eliche a passo variabile si realizza anche l'inversione della spinta (in fase di rallentamento o di marcia indietro) senza la necessità di dover invertire la velocità di rotazione della linea d'assi mediante un inversore ad ingranaggi, oppure la velocità di rotazione del motore.

Lo studio dettagliato della resistenza al moto della nave, del rendimento dell'impianto propulsivo e delle caratteristiche delle eliche a passo fisso e variabile sarà effettuato nei corsi specialistici della laurea magistrale in ingegneria navale.

Caratteristiche dei motori primi

La caratteristica di un motore primo rappresenta la relazione fra la potenza, o il momento torcente, e il numero di giri sviluppati alla flangia di accoppiamento del motore.

La caratteristica può essere definita per qualsiasi tipo di macchina motrice: per esempio un motore diesel, una turbina a gas, una turbina a vapore o un motore elettrico.

Verranno nel seguito presentate le caratteristiche del motore diesel, della turbina a gas, della turbina a vapore

Impianti di propulsione navale

MOTORE DIESEL

Teoricamente, il momento torcente del motore diesel è costante, nell'intervallo fra il minimo e il massimo numero di giri, se è costante la quantità di combustibile iniettata per ogni ciclo operativo del motore.

Il momento torcente, e quindi la potenza, può essere regolato controllando la posizione delle cremagliere degli iniettori e quindi la quantità di combustibile per ciclo.

Poichè $P_B = 2\pi n M_B$, se il momento M_B è costante, la potenza P_B è direttamente proporzionale al numero di giri al secondo n .

Si dimostra che esiste un legame di proporzionalità diretta fra momento torcente e pressione media effettiva del motore :

$$p_{me} = \pi h \frac{M_B}{V}$$

ove h : numero di tempi del ciclo motore
 V : cilindrata totale del motore

Impianti di propulsione navale

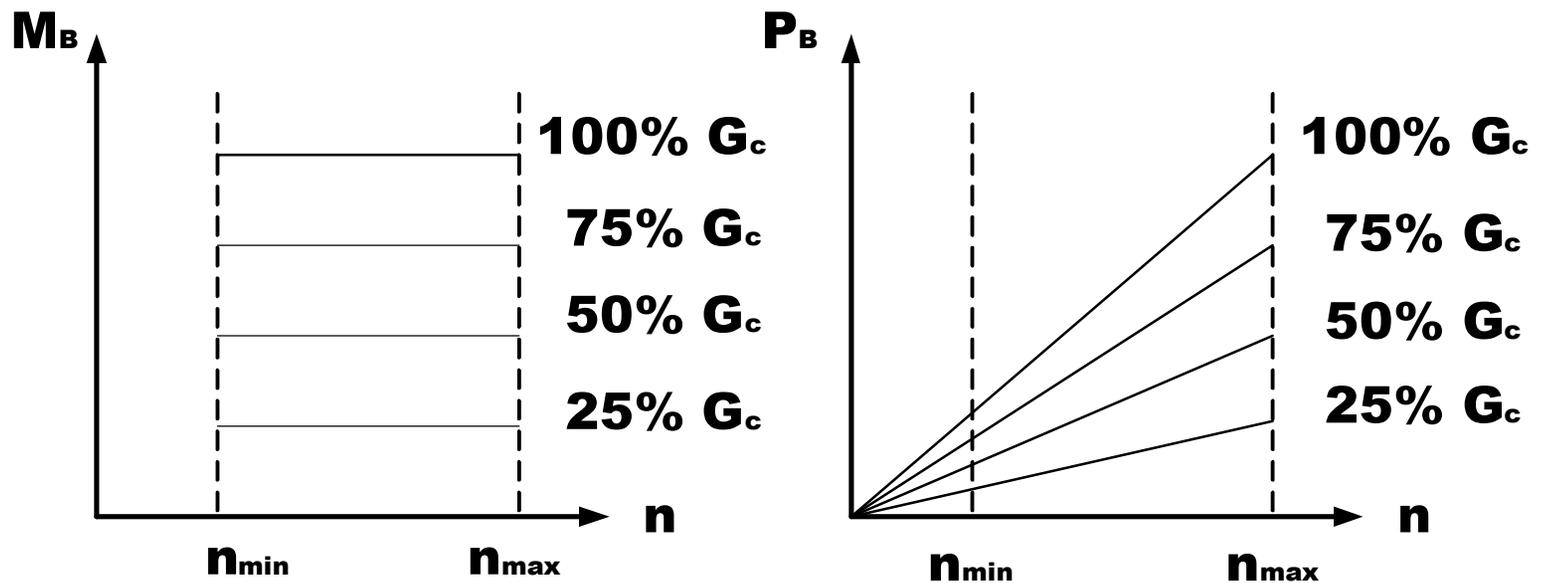
MOTORE DIESEL

Nella pratica (vedi curve seguenti), si osserva che :

- nei motori aspirati la potenza ad un certo regime comincia a diminuire a causa della diminuzione del rendimento volumetrico del motore.
- nei motori sovralimentati, il campo di utilizzo del motore è limitato dalle prestazioni della turbosoffiante.

Impianti di propulsione navale

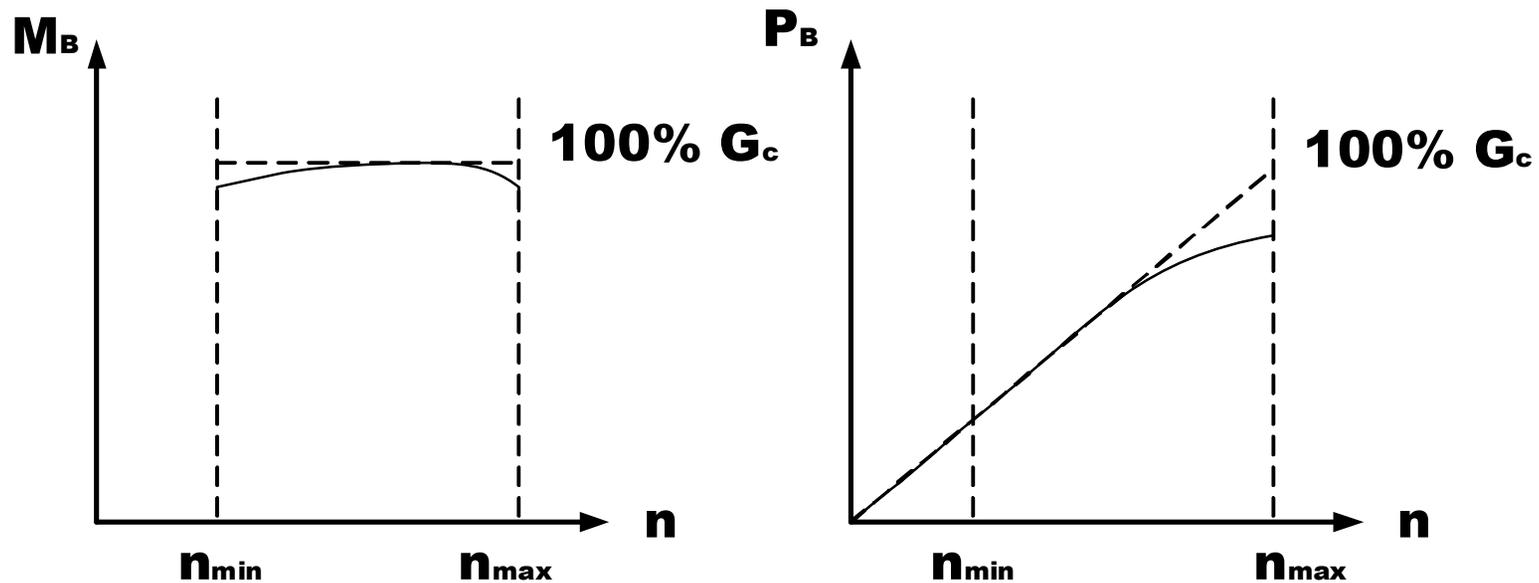
Caratteristica teorica del motore diesel aspirato



**G_c : massima quantità
di combustibile
iniettata per ciclo**

Impianti di propulsione navale

Caratteristica del motore diesel aspirato

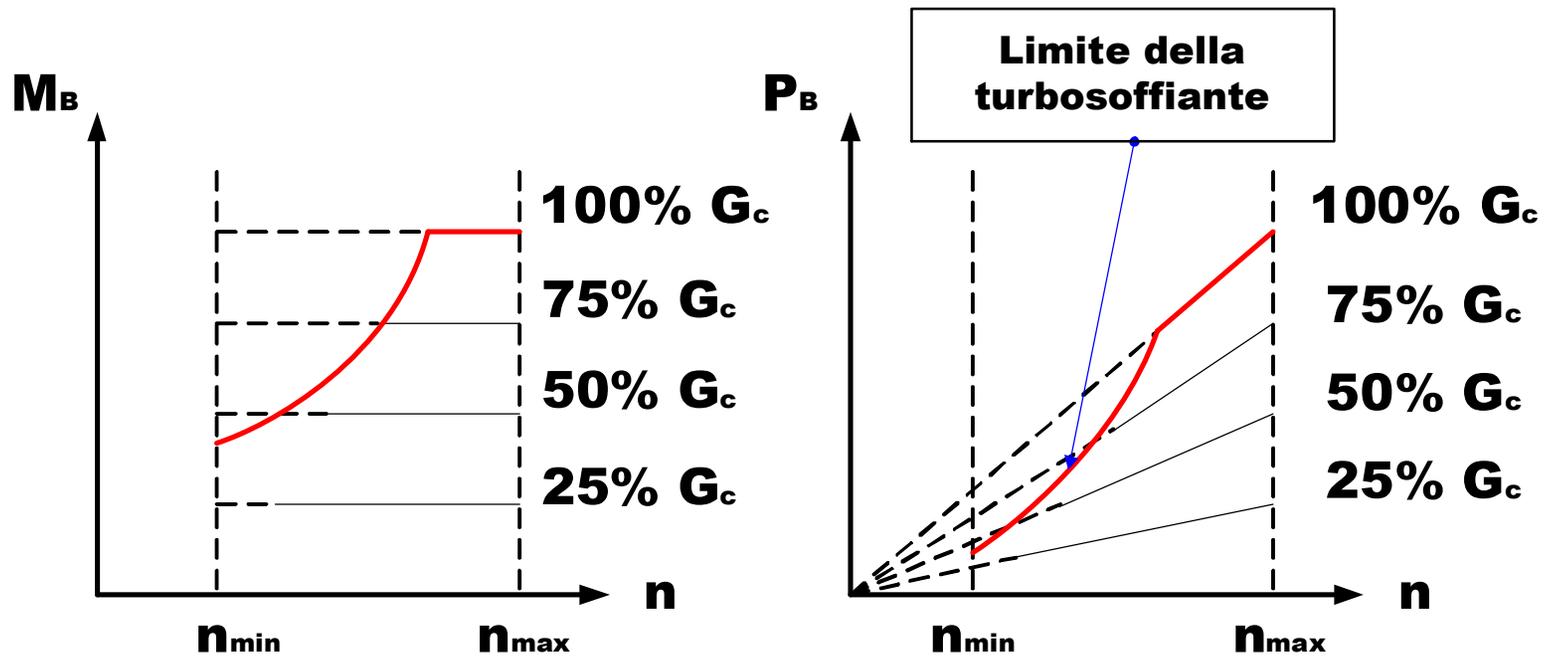


G_c : massima quantità di combustibile iniettata per ciclo

La potenza, ad un certo regime, comincia a diminuire a causa della diminuzione del rendimento volumetrico del motore

Impianti di propulsione navale

Caratteristica del motore diesel sovralimentato



**G_c : massima quantità
di combustibile
iniettata per ciclo**

Impianti di propulsione navale

TURBINA A GAS

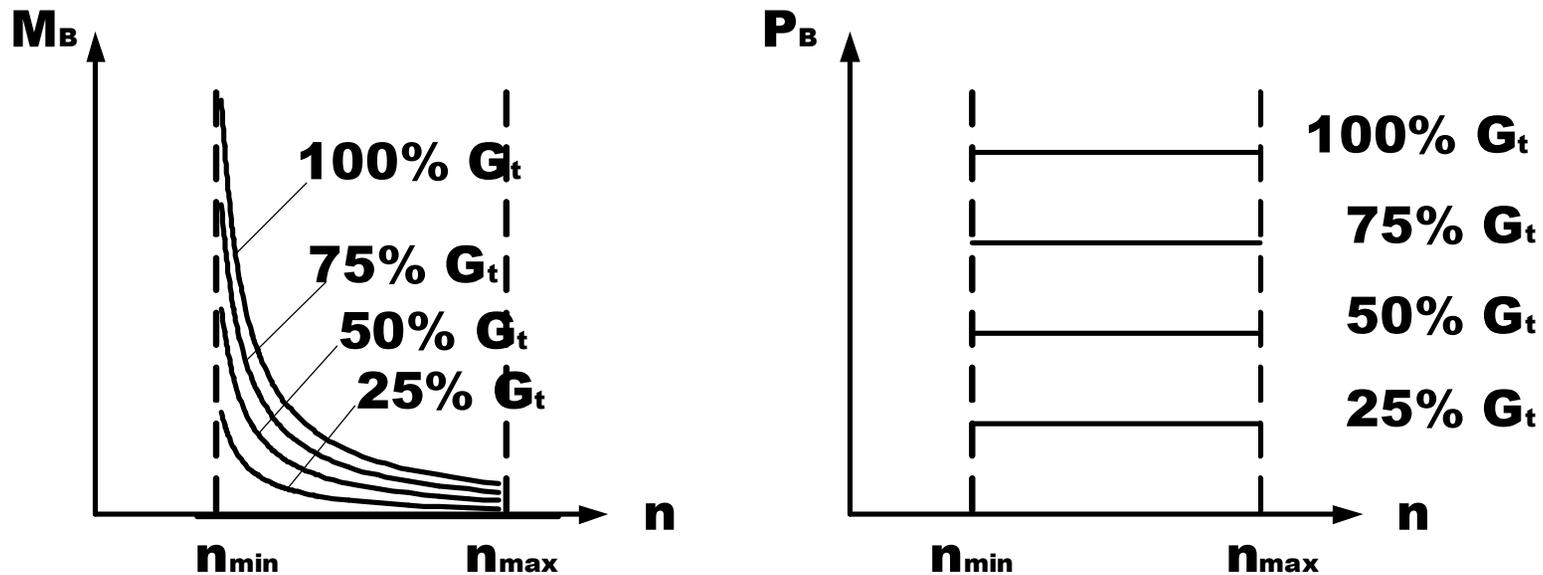
Consideriamo la turbina di potenza di una turbina a gas del tipo a due alberi. In tale tipo di macchina, la turbina di potenza è accoppiata all'utilizzatore ed è meccanicamente indipendente dal generatore di gas.

La potenza sviluppata è approssimativamente costante, nell'intervallo fra il minimo e il massimo numero di giri, se è costante la quantità di combustibile bruciata nell'unità di tempo. Tale comportamento fa sì che, mantenendo costante la quantità di combustibile, il momento torcente sia crescente al decrescere dei giri.

Ciò è dovuto al fatto che, se il compressore ruota a velocità costante, il generatore di gas sviluppa una portata di gas costante. Pertanto, anche se la velocità della macchina trascinata diminuisce, la potenza sviluppata dalla turbina di potenza rimane costante e il momento torcente aumenta.

Impianti di propulsione navale

Caratteristica della turbina a gas a due alberi



G_t : massima quantità di combustibile bruciata nell'unità di tempo

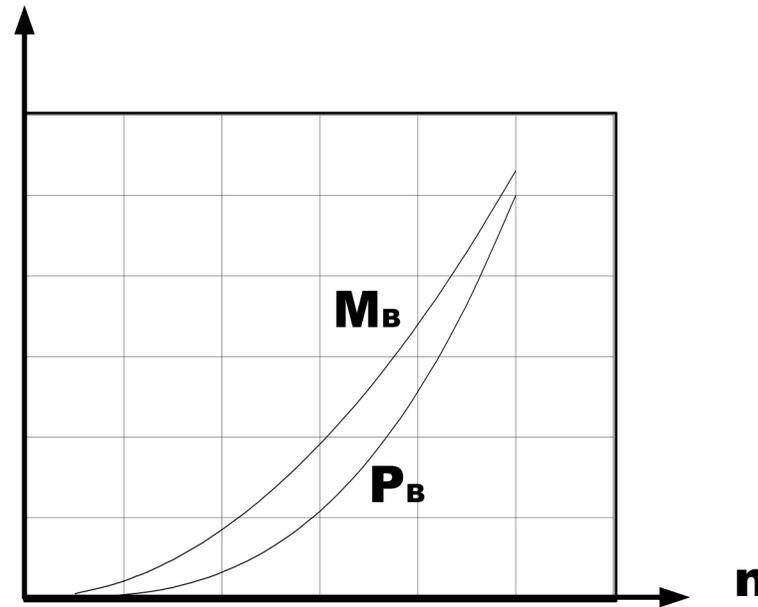
Impianti di propulsione navale

Nella turbina a gas ad un albero, le velocità del compressore, della turbina e dell'utilizzatore sono legate fra loro. Se la velocità della macchina trascinata diminuisce, diminuisce pure la velocità del compressore. Di conseguenza diminuiscono la portata in massa dei gas, la potenza e il momento torcente.

La caratteristica della turbina a vapore è simile a quella della turbina a gas a due alberi (caratteristica a potenza costante con i giri, a parità di quantità di vapore introdotta nell'unità di tempo nella macchina).

Le figure precedenti mostrano che l'area entro la quale un motore primo può operare è ristretta e dipende dal tipo di macchina. Tale area si definisce campo operativo della macchina: essa è limitata dal massimo e dal minimo numero di giri e dalla massima portata di combustibile.

Caratteristica della turbina a gas a un albero



Impianti di propulsione navale

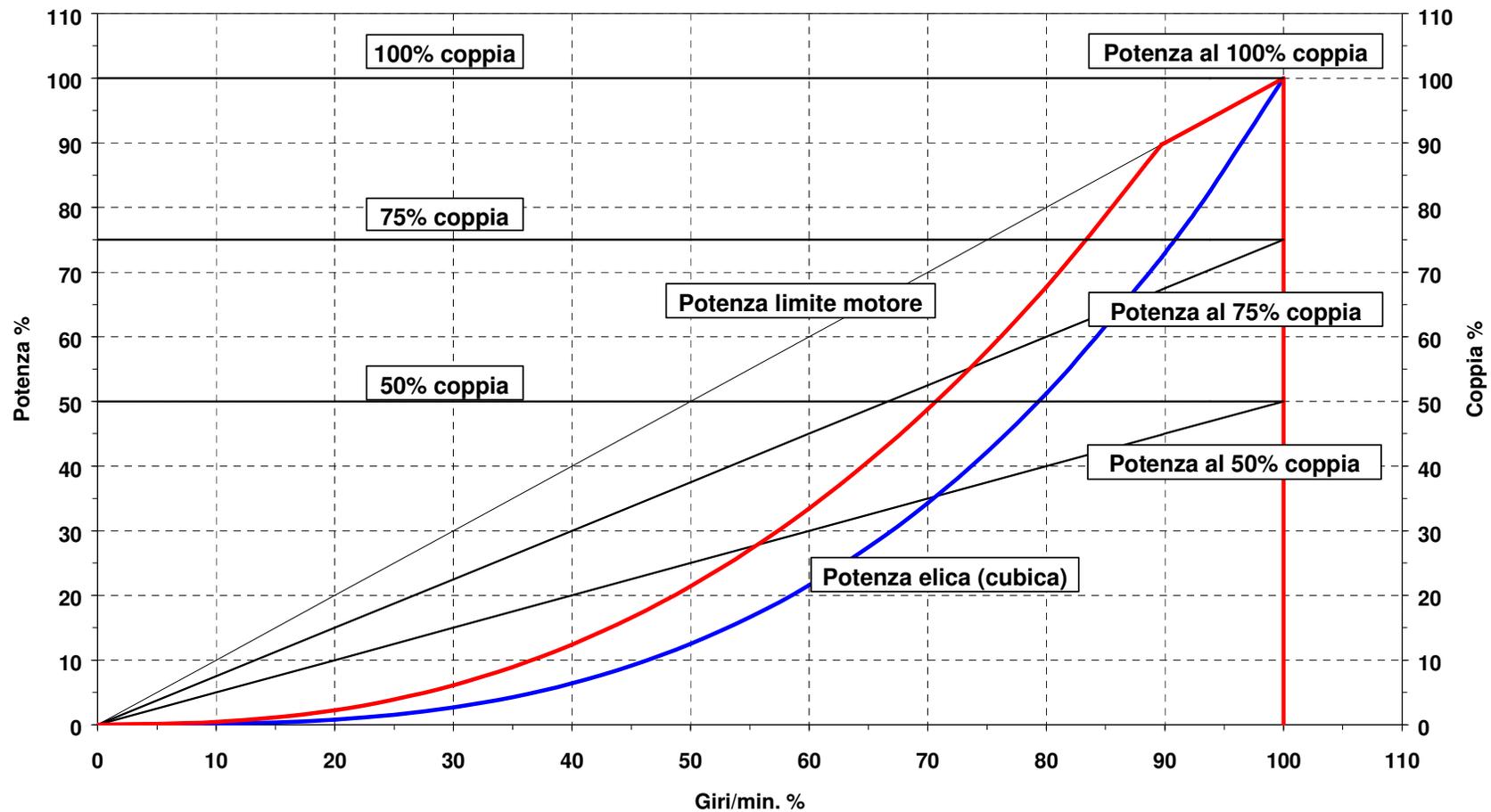
Le condizioni di equilibrio si traducono in un punto operativo del sistema motore – utilizzatore.

Vi possono essere tanti punti operativi, dipendenti sia dal motore che dall'utilizzatore. I punti devono comunque appartenere al campo operativo dal motore.

Nelle figure seguenti vengono mostrate le condizioni di equilibrio del funzionamento di alcuni sistemi motore – utilizzatore.

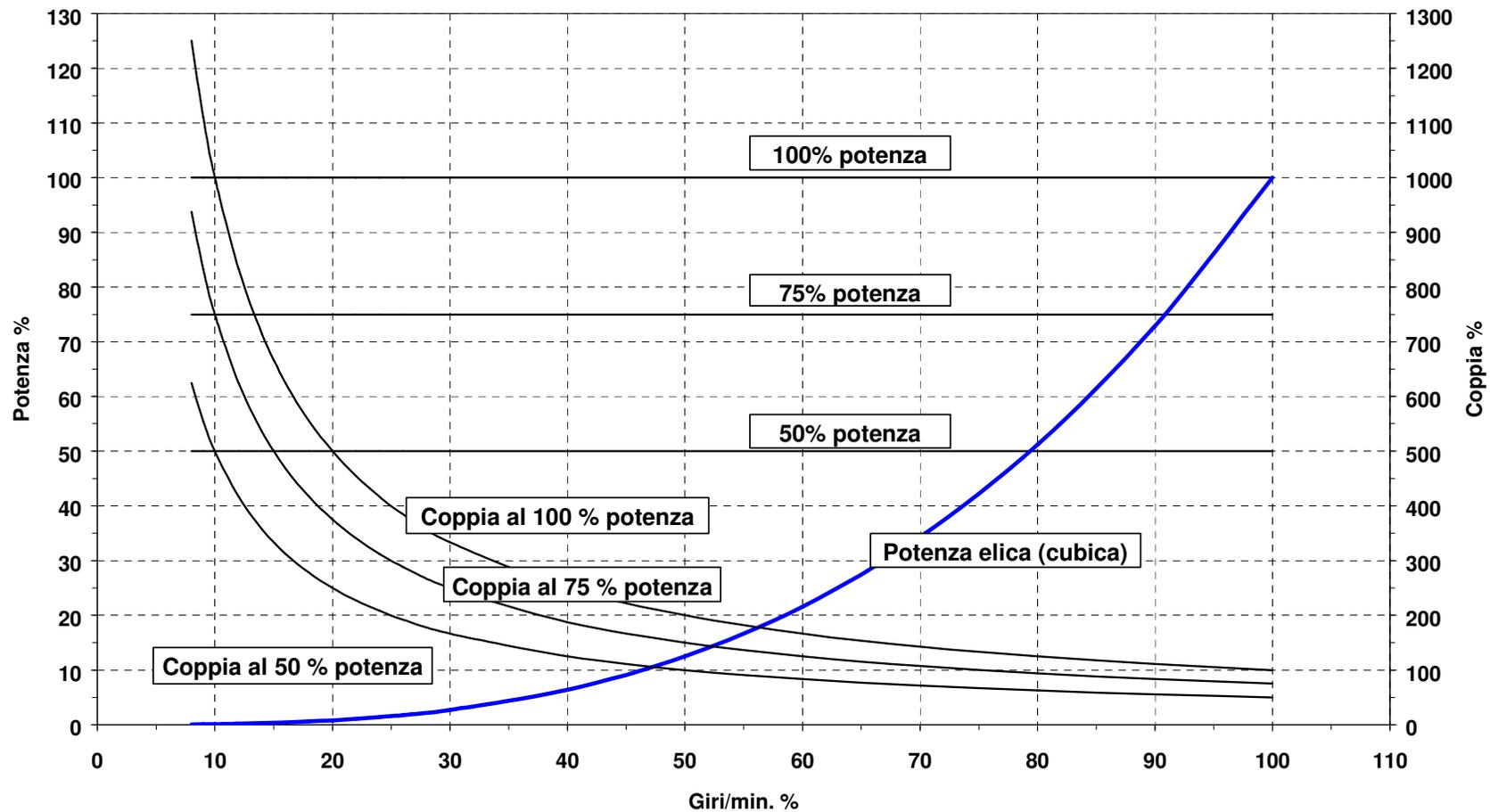
Impianti di propulsione navale

Accoppiamento elica - motore diesel



Impianti di propulsione navale

Accoppiamento elica - turbina a vapore



Impianti di propulsione navale

Due motori diesel collegati all'elica tramite riduttore

Le curve riportate nel diagramma seguente mostrano i punti operativi di un sistema propulsivo costituito da due motori diesel di uguale potenza collegati ad un'elica tramite riduttore di giri.

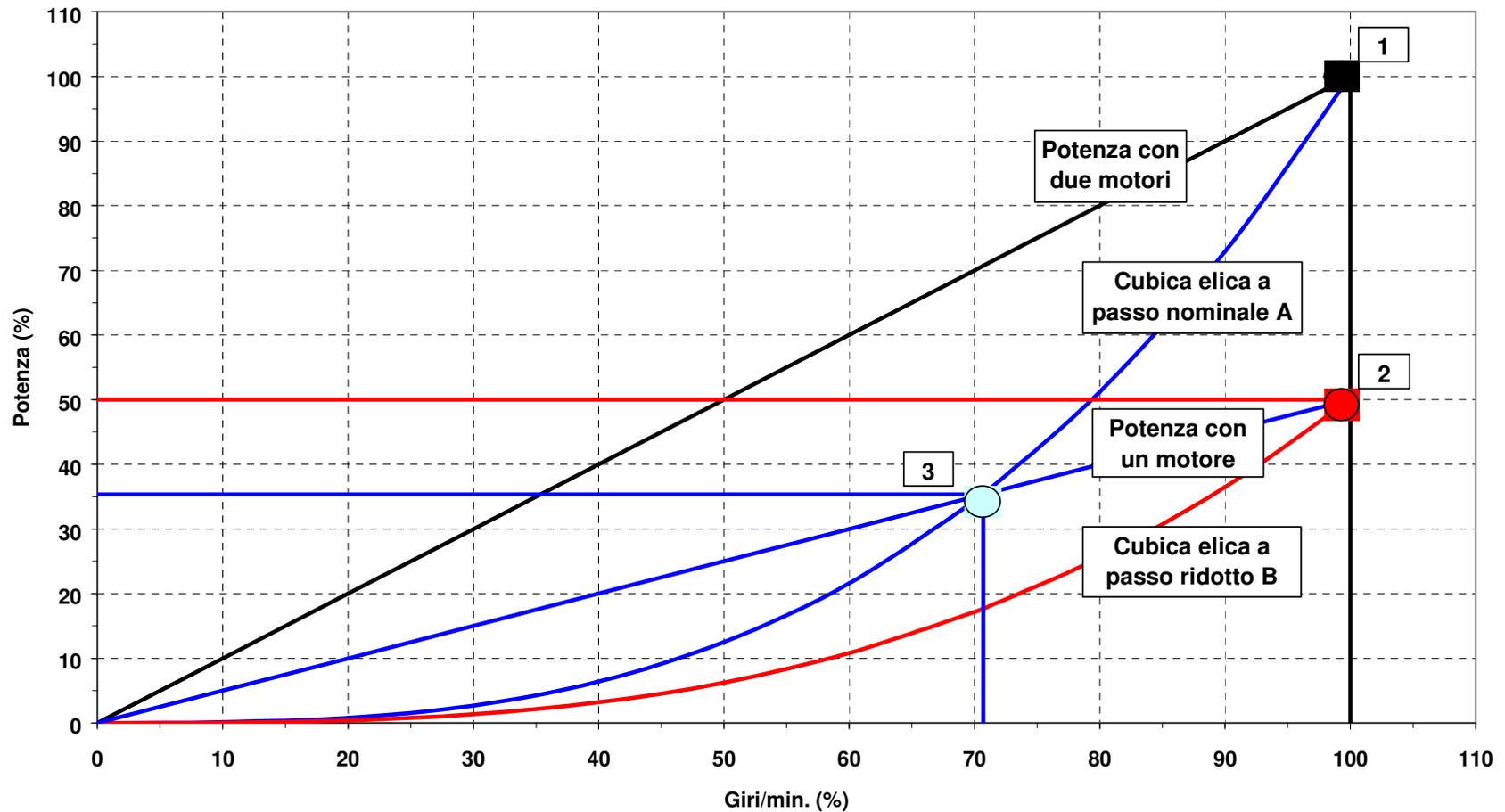
Il punto 1 è l'intersezione fra la cubica nominale dell'elica A e la potenza resa dai due motori funzionanti ciascuno al 100% della loro potenza massima continua.

Se uno dei due motori è posto fuori servizio, il punto operativo si porta in 3, corrispondente al 35.4 % della potenza totale al 70.7% dei giri : si constata che il motore rimasto in servizio non è in grado di erogare la sua potenza massima continua, corrispondente al 50% della potenza totale.

Disponendo di un'elica a pale orientabili, nel funzionamento a un motore si procede ad una riduzione del passo : la nuova cubica nominale è la curva B che consente ora al motore di sviluppare la sua potenza massima continua al 100% dei giri.

Impianti di propulsione navale

Due motori diesel collegati all'elica tramite riduttore



LA TURBINA A VAPORE NELLA PROPULSIONE NAVALE

La propulsione marina a vapore ha inizio nei primi decenni del 1800. Fino verso la fine del 1800 si usarono motrici alternative a vapore, sia con ruote a pale sia con accoppiamento all'elica, adottando fino a quattro cilindri in serie, ovviamente di diametro crescente.

La turbina a vapore trova la prima applicazione nel 1894 (nave Turbinia, 42t, turbina Parson da 2000 hp, nel 1897 raggiunge i 34 nodi: incominciò a manifestarsi il problema della cavitazione sull'elica a causa della elevata velocità di rotazione). Si afferma definitivamente sulle motrici alternative solo nel secondo dopoguerra, grazie agli sviluppi della macchina dovuti a De Laval, Rateau e Curtis, e dopo aver risolto i seguenti problemi tecnici:

- compatibilità giri macchina – giri elica;
- marcia indietro;
- rendimento troppo basso ai bassi carichi.

La diffusione della turbina a vapore, almeno nella marina mercantile, cessa verso la fine degli anni '80 del secolo scorso, battuta dalla concorrenza dei motori Diesel in virtù dello sviluppo di questi ultimi e della crisi petrolifera. Qualche applicazione residua si ha nelle navi metaniere, data la grande adattabilità delle caldaie all'utilizzo del *Boil Off Gas* – BOG. Anche in questo settore però si sta sviluppando l'adozione di motori alternativi, derivati dai Diesel.

Oggi la turbina a vapore trova applicazione nelle marine militari per la propulsione di sommergibili nucleari e di portaerei. Sarà forse possibile un ritorno all'utilizzo più esteso della TV nella propulsione con cicli combinati gas-vapore.

Una tipica TV per propulsione navale è costituita da due corpi con stadi ad azione e a reazione. Lo stadio AP ruota in media a 6000-7000 giri/min mentre lo stadio BP ruota a 3500-4500 giri/min. Le figure XIII.18 e XIII.19 (R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli) mostrano gli schemi semplificati di due impianti a vapore della Kawasaki. L'accoppiamento all'elica, che ruota a 80-130 giri/min avviene con l'interposizione di un riduttore il quale, per dimensioni, requisiti tecnologici e costo diventa il componente chiave del sistema propulsivo a TV, e ne ha accompagnato lo sviluppo.

Dai riduttori a semplice riduzione, sviluppati inizialmente, si è passati, grazie ai progressi della metallurgia e della tecnologia produttiva delle ruote dentate, a riduttori a doppia e tripla riduzione con rapporti di riduzione complessivi fino a 60:1, rendendo possibile il funzionamento di ogni corpo con la velocità più idonea dal punto di vista termo-fluidodinamico. La figura XIII.12 (R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli) mostra gli schemi di un riduttore a semplice riduzione, con schema a *tandem* semplice e a doppio *tandem*. Con quest'ultimo si può raddoppiare la coppia trasmessa a parità di dentatura, a patto che sia garantito il contatto contemporaneo e uniforme dei denti su ogni coppia di ingranamenti sui quali è ripartita la potenza di ogni corpo di turbina: questo richiede una estrema accuratezza costruttiva e di montaggio, e opportune soluzioni tecniche. La ruota lenta può avere diametri di 4-5 m e pesare decine di tonnellate. Gli ingombri del riduttore possono essere contenuti con l'adozione di dispositivi epicicloidali (vedi nota finale), figure XIII.15 e XIII.17 (R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli) sviluppati verso la fine del 1960 nel tentativo di recuperare competitività alla propulsione a vapore: il peso si riduce del 40% e l'ingombro del 30% circa. Il rendimento dei riduttori è molto elevato (0.98 – 0.99), ma la potenza dissipata è comunque elevata in assoluto e richiede un circuito di raffreddamento dell'olio lubrificante.

Lo sviluppo di riduttori efficienti ad alto rapporto di riduzione ha consentito il progressivo aumento della velocità di rotazione delle turbine, quindi del salto entalpico elaborabile e di conseguenza della qualità del vapore. La pressione di vaporizzazione arriva a 80-100 bar con temperatura di surriscaldamento di circa 500°C. Per avere rendimenti accettabili si adottano cicli rigenerativi con 4 – 5 spillamenti, compatibilmente

anche con gli ingombri ammissibili. Il consumo specifico può arrivare a 260-240 g/kWh, che corrispondono a rendimenti effettivi del 30% circa (notevolmente inferiori a quelli dei moderni motori Diesel). Si può citare il raffinato impianto studiato dalla Stal-Laval nel 1978 con caldaia a letto fluido, vapore a 126 bar e 600°C, turbina a tre corpi con velocità massima del corpo di alta di 14.000 giri/min. La riduzione del consumo rispetto agli impianti più tradizionali era del 5% circa.

Per quanto riguarda la regolazione della potenza, si adotta il sistema misto parzializzazione-laminazione. Rispetto al caso degli impianti fissi, con velocità di rotazione costante di 3000 giri/min a 50Hz, bisogna considerare che nella propulsione navale la riduzione di potenza si accompagna alla riduzione della velocità della nave, e quindi alla riduzione dei giri di riduttore e turbina, come illustrato in figura XIII.27 (R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli).

Per quanto riguarda la marcia indietro, essa è realizzata con una turbina dedicata, di potenza pari al 40% circa di quella della turbina propulsiva principale, normalmente calettata sullo stesso asse e allo scarico del corpo B.P., figura XIII.29 (R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli), per cui le perdite per ventilazione durante la marcia avanti sono modeste data la bassissima densità del vapore in cui è immersa.

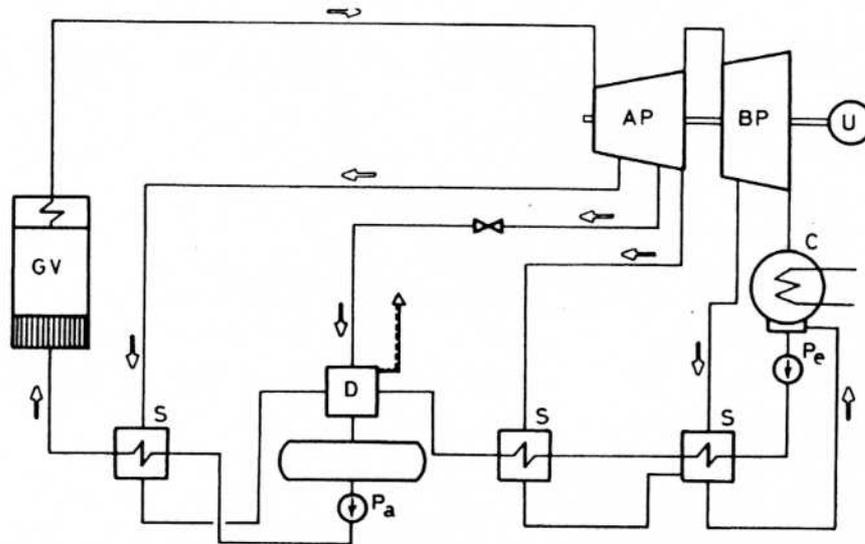


Fig. XIII.18 - Schema semplificato di un impianto a vapore *Kawasaki* tipo *UB* senza risurrisaldamento.

GV. Generatore di vapore; *AP*. Turbina di alta pressione; *BP*. Turbina di bassa pressione; *U*. Utilizzatore; *C*. Condensatore; *Pe*. Pompa di estrazione; *Pa*. Pompa di alimento; *S*. Rigeneratore; *D*. Degasatore.

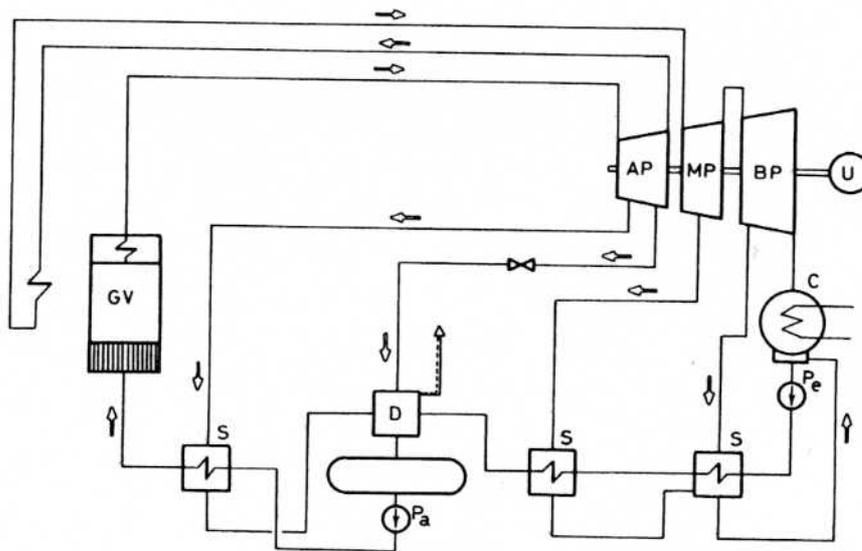


Fig. XIII.19 - Schema semplificato di un impianto a vapore *Kawasaki* tipo *UR* con risurrisaldamento.

GV. Generatore di vapore; *AP*. Turbina di alta pressione; *MP*. Turbina di media pressione; *BP*. Turbina di bassa pressione; *U*. Utilizzatore; *C*. Condensatore; *Pe*. Pompa di estrazione; *Pa*. Pompa di alimento; *S*. Rigeneratore; *D*. Degasatore.

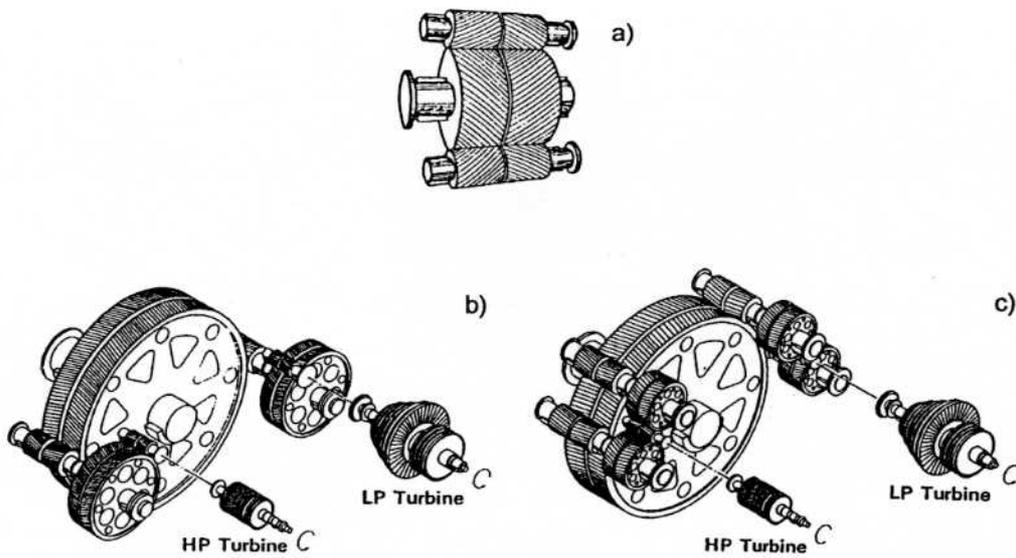
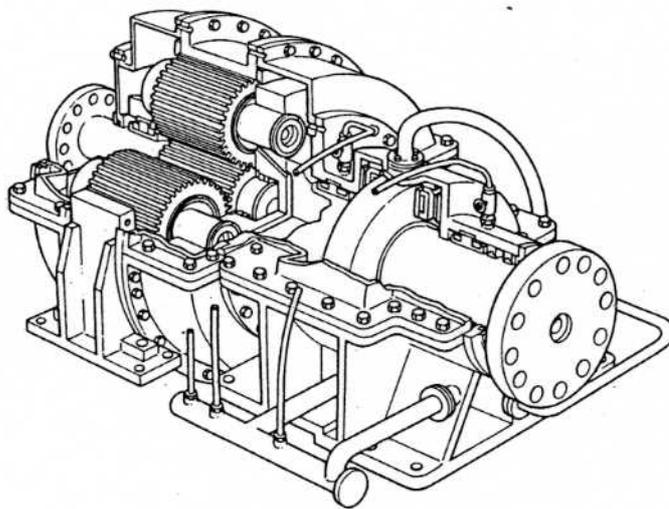


Fig. XIII.12 - Principali tipi di riduttori per turbine navali.
 a) Semplice riduzione; b) Tandem; c) Doppio tandem.



.15 - Spaccato di un riduttore epicicloidale.

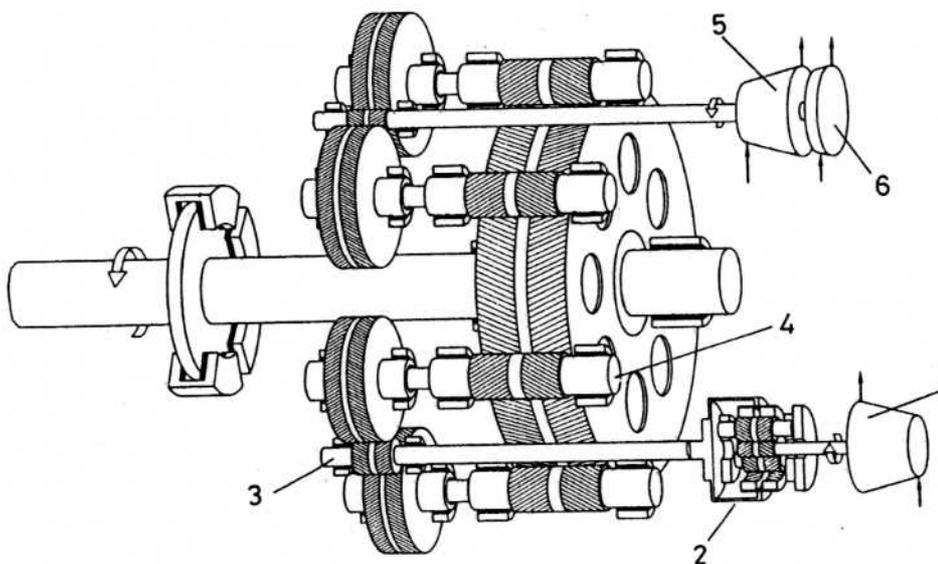


Fig. XIII.17 - Schema di turboriduttore con tripla riduzione per la turbina AP e doppia riduzione per la turbina BP.

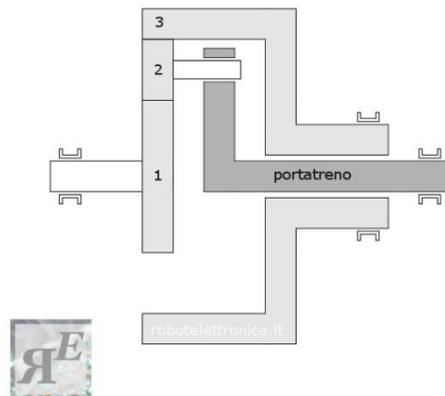
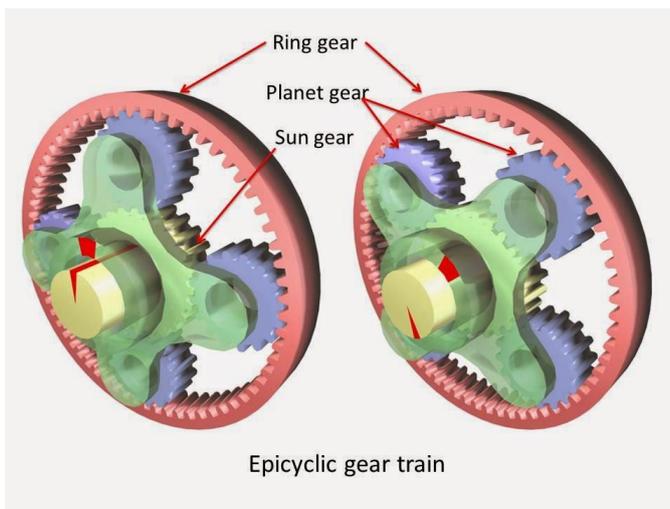
1. Turbina AP; 2. Prima riduzione con ingranaggi epicicloidali; 3. Seconda riduzione; 4. Terza riduzione; 5. Turbina BP; 6. Turbina di marcia indietro.

Il rotismo epicicloidale.

Il rotismo epicicloidale viene tipicamente utilizzato nei riduttori di velocità. I rotismi vengono accoppiati al motore mediante un convertitore di coppia o un giunto oleodinamico, sono costituiti da tre complessi di ingranaggi, denominati treni ciclici o epicicli che, variamente collegati fra loro, forniscono diversi rapporti di trasmissione.

Un treno ciclico si compone di tre elementi:

1. un **pignone** centrale;
2. un **portatreno** o portaperni sul quale sono montati folli due o più **satelliti**, con i denti sempre in presa sia con il pignone centrale sia con la corona;
3. una **corona** con dentatura interna.



Normalmente sono conduttori la corona o il pignone ed elemento condotto il portatreno, al quale viene trasmesso il movimento bloccando rispettivamente il pignone o la corona.

Un treno ciclico permette di realizzare due rapporti di demoltiplicazione:

- pignone conduttore e corona bloccata;
- corona conduttrice e pignone bloccato.

Se i due elementi sono solidali, il rotismo epicicloidale si comporta come un pezzo unico perché fra le due ruote non avvengono movimenti relativi; in questo modo si realizza un rapporto 1:1. Se nessuno degli elementi è bloccato, anche quando il pignone o la corona sono conduttori, i satelliti ruotano attorno ai loro perni senza assumere moto di rivoluzione; il portatreno rimane immobile ed il moto si scarica rispettivamente sulla corona o sul pignone che girano in senso contrario con diversa velocità angolare. Quando sono conduttori la corona e il pignone, sul portatreno si raccoglie il movimento risultante della composizione dei moti degli elementi conduttori. Indicando con:

- ω_p la velocità angolare del pignone
- ω_c la velocità angolare della corona
- τ_p il rapporto di trasmissione tra pignone e satelliti
- τ_c il rapporto di trasmissione tra corona e satelliti

la velocità angolare ω del portatreno di un epiciclo si ricava applicando la formula dell'ing. Marziani:

$$\omega = \frac{\omega_p \tau_p \pm \omega_c \tau_c}{\tau_p + \tau_c}$$

nella quale si dovrà prendere il segno positivo quando il pignone e la corona girano nello stesso senso e il segno negativo quando i due elementi suddetti hanno verso di rotazione contrario.

Esempio numerico.

Siano dati:

- giri del pignone $n_p=1100$ rpm;
- giri della corona $n_c=500$ rpm;
- denti del pignone $Z_p=27$, della corona $Z_c=60$ e dei satelliti $Z_s=16$.

Si vuole determinare la velocità di rotazione del portatreno in quattro casi diversi.

In base al numero dei denti, i rapporti parziali di trasmissione risultano:

- fra pignone e satelliti $\tau_p = Z_p/Z_s = 27/16 = 1.70$
- fra corona e satelliti $\tau_c = Z_c/Z_s = 60/16 = 3.75$

Le velocità angolari del portatreno, corrispondenti alle condizioni di funzionamento richieste, si ricavano applicando la formula dell'ing. Marziani.

1. Pignone conduttore e corona bloccata ($\omega_c = 0$):

$$\omega = \frac{\omega_p \tau_p \pm 0}{\tau_p + \tau_c} = \frac{1100 \cdot 1.70}{1.70 + 3.75} = 343 \text{ rpm}$$

Si ottiene quindi una demoltiplicazione di circa 3.2.

2. Corona conduttrice e pignone bloccato ($\omega_p = 0$):

$$\omega = \frac{0 \pm \omega_c \tau_c}{\tau_p + \tau_c} = \frac{500 \cdot 3.75}{1.70 + 3.75} = 344 \text{ rpm}$$

Si ottiene quindi una demoltiplicazione di circa 1.45.

3. Pignone e corona entrambi conduttori e rotanti nello stesso senso:

$$\omega = \frac{\omega_p \tau_p + \omega_c \tau_c}{\tau_p + \tau_c} = \frac{1100 \cdot 1.70 + 500 \cdot 3.75}{1.70 + 3.75} = 687 \text{ rpm}$$

Il moto del portatreno rispetto a quello del pignone risulta demoltiplicato di circa 1.60.

Il moto del portatreno rispetto a quello della corona risulta invece moltiplicato per 1.374.

4. Pignone e corona entrambi conduttori e rotanti in senso contrario:

$$\omega = \frac{\omega_p \tau_p - \omega_c \tau_c}{\tau_p + \tau_c} = \frac{1100 \cdot 1.70 - 500 \cdot 3.75}{1.70 + 3.75} = 0.9 \text{ rpm}$$

Il moto del portatreno rispetto a quello del pignone risulta demoltiplicato di 1222.

Il moto del portatreno rispetto a quello della corona risulta invece demoltiplicato di 555.

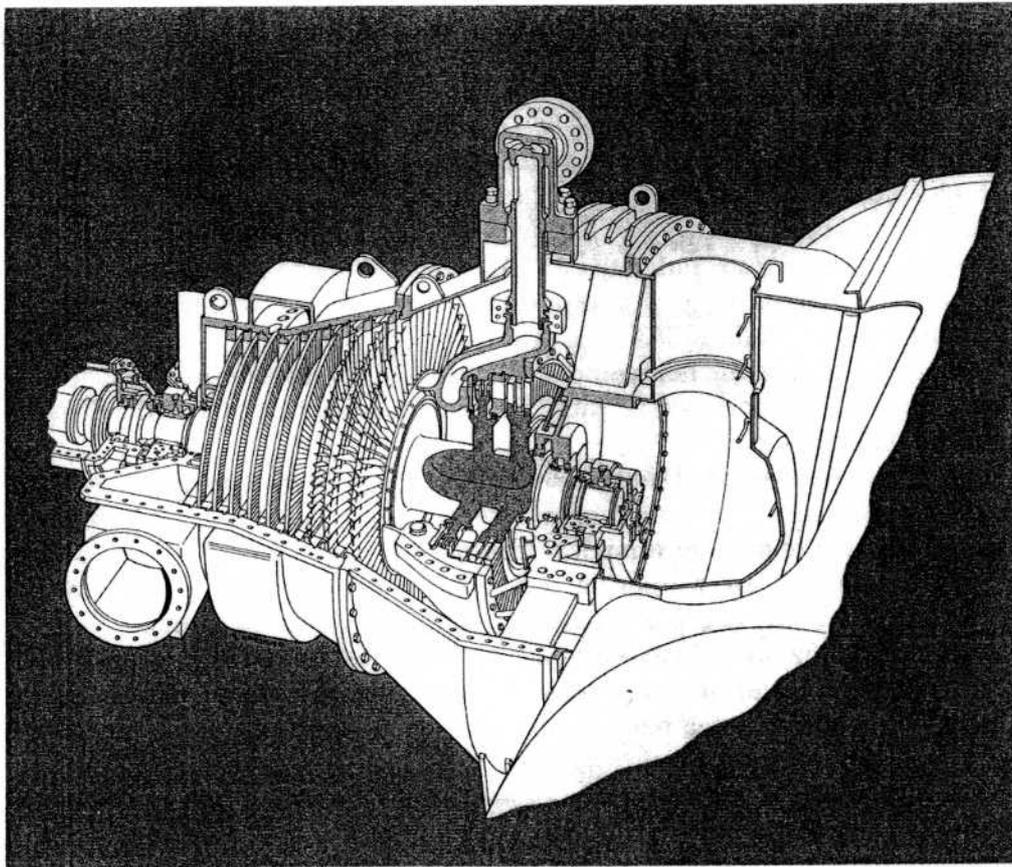


Fig. XIII.29 - Corpo di bassa pressione di una turbina a vapore *Stal-Laval* con turbina di marcia indietro costituita da una ruota *Curtis* a due salti di velocità seguita da due stadi ad azione.

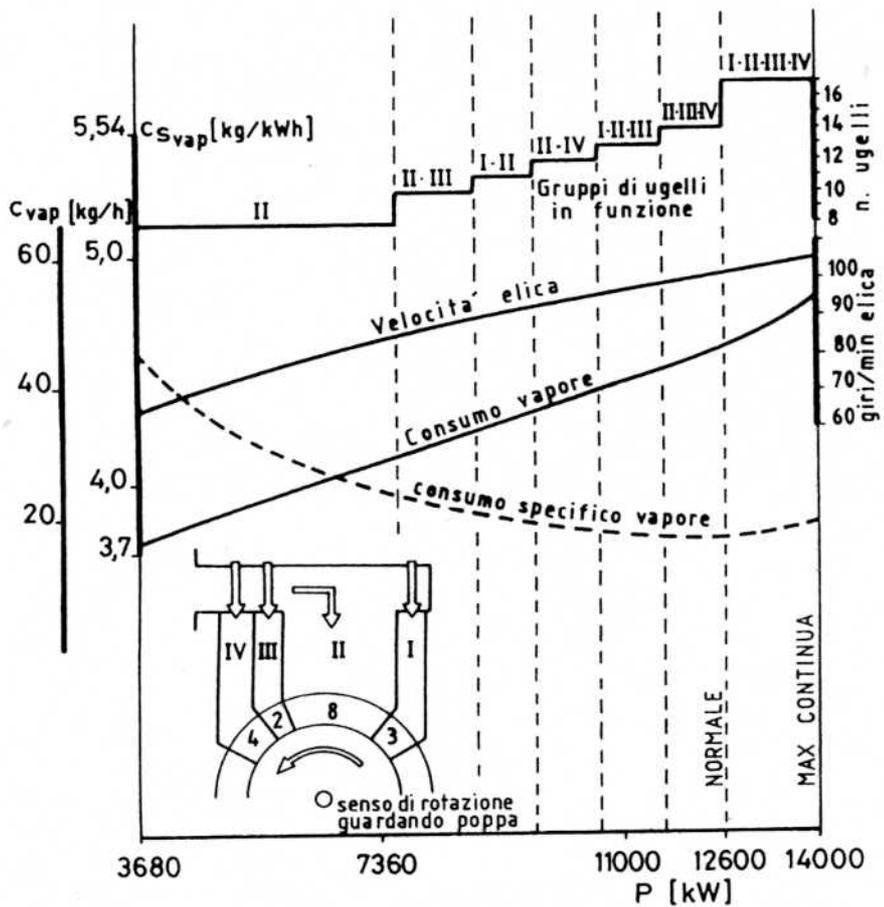
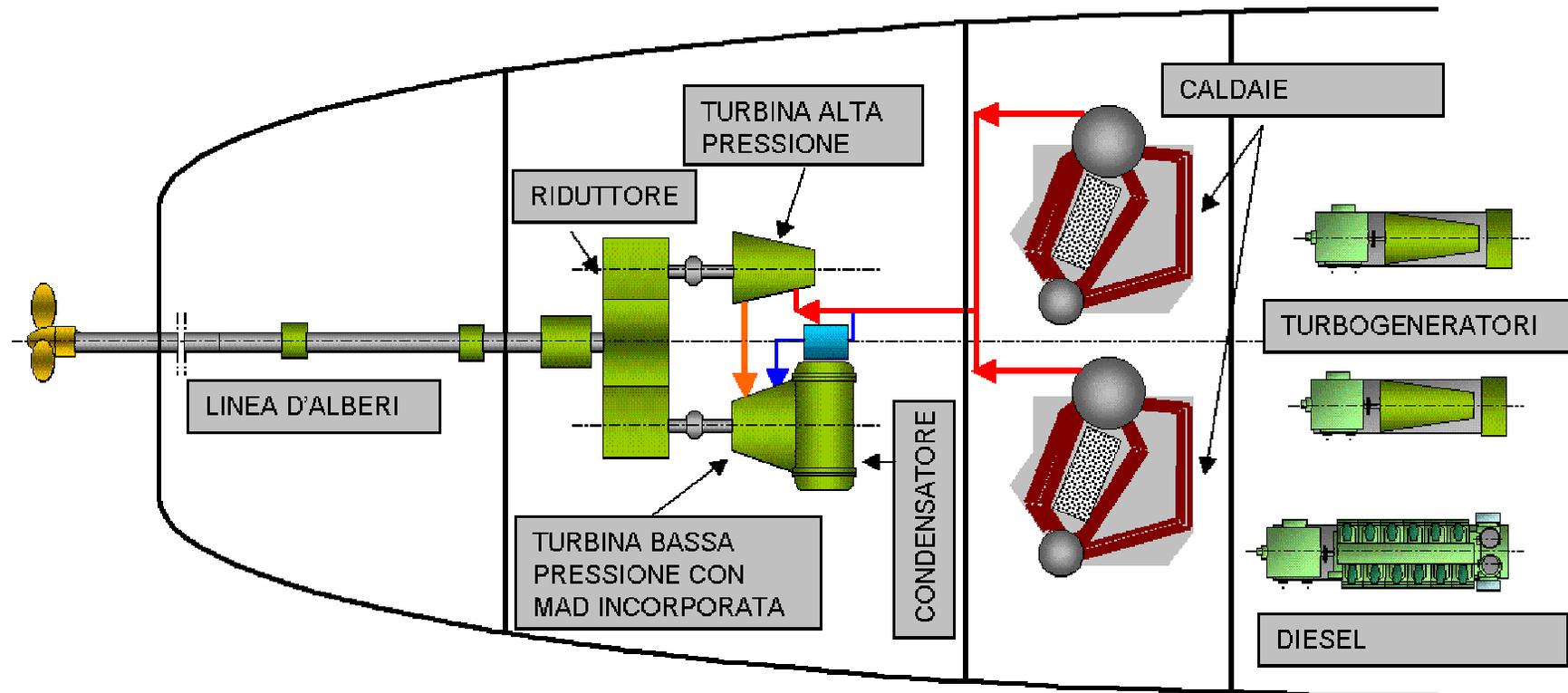


Fig. XIII.27 - Andamento dei consumi di vapore in funzione della potenza erogata da una turbina.

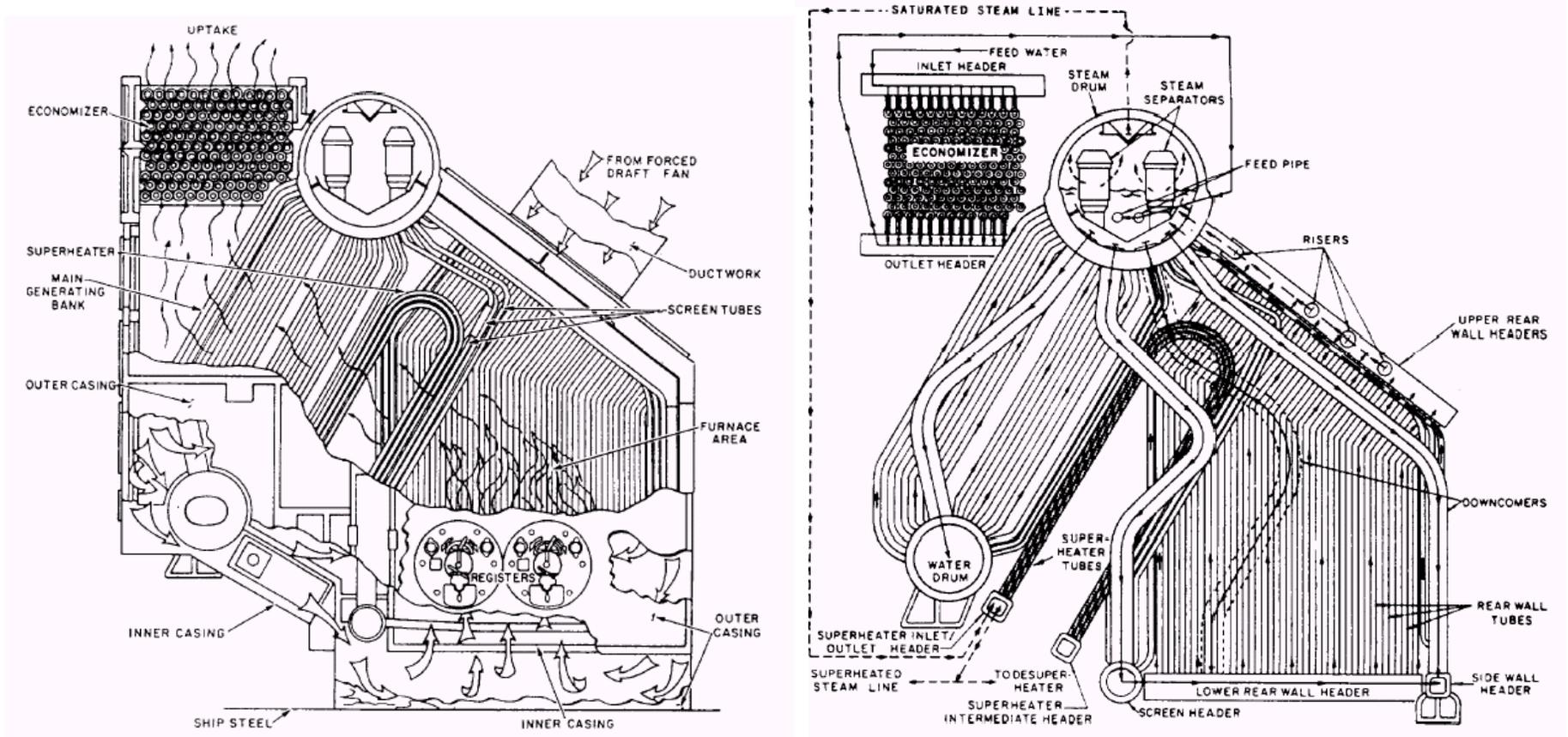
Impianti di propulsione navale

Impianto propulsivo monoelica con turbina a vapore “cross-compound”



Impianti di propulsione navale

La caldaia



Impianti di propulsione navale

La caldaia

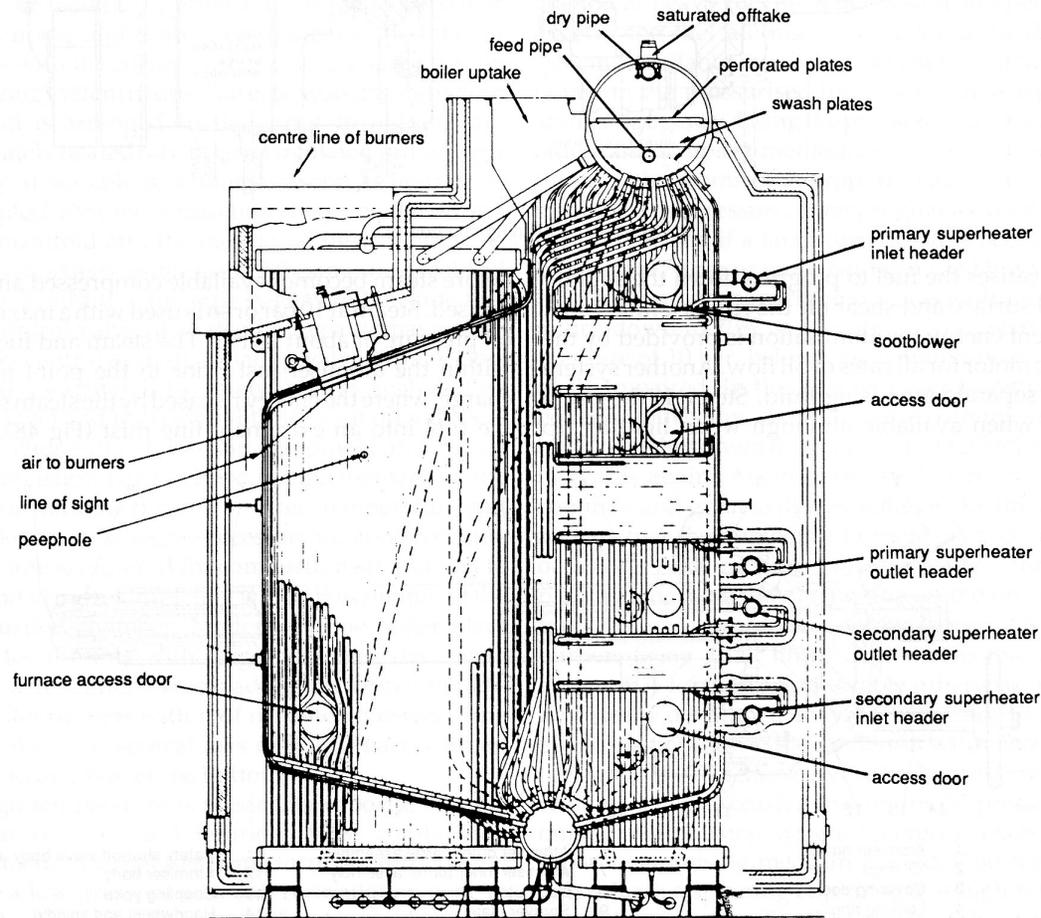
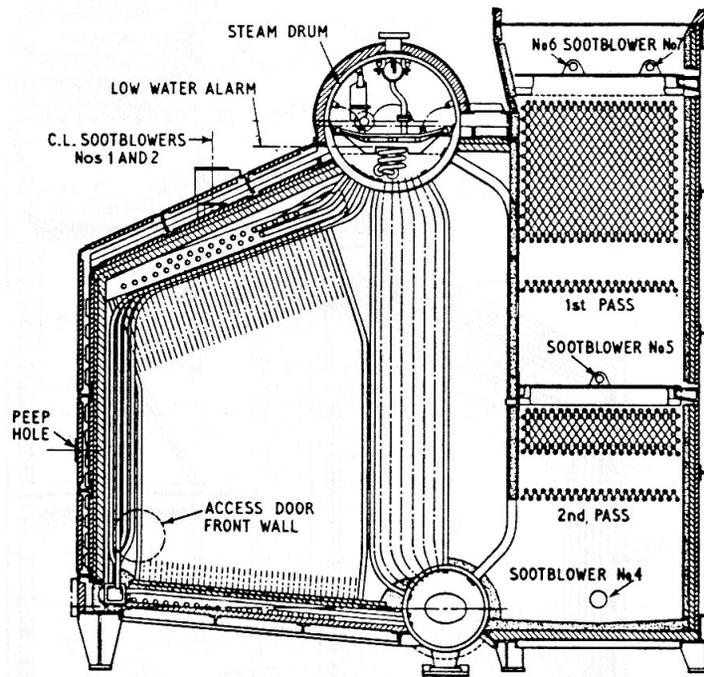


Figure 49 Foster Wheeler ESD roof-fired monowall oil/natural gas boiler.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

a)



b)

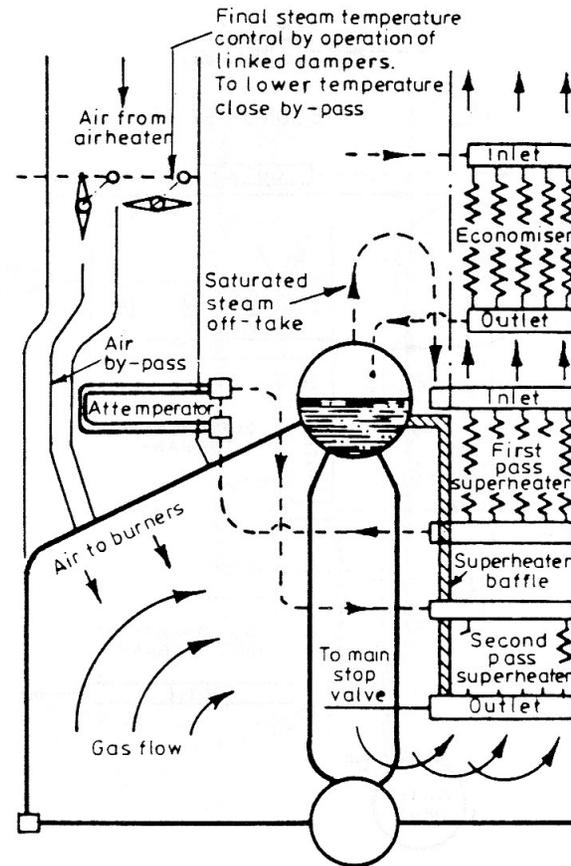
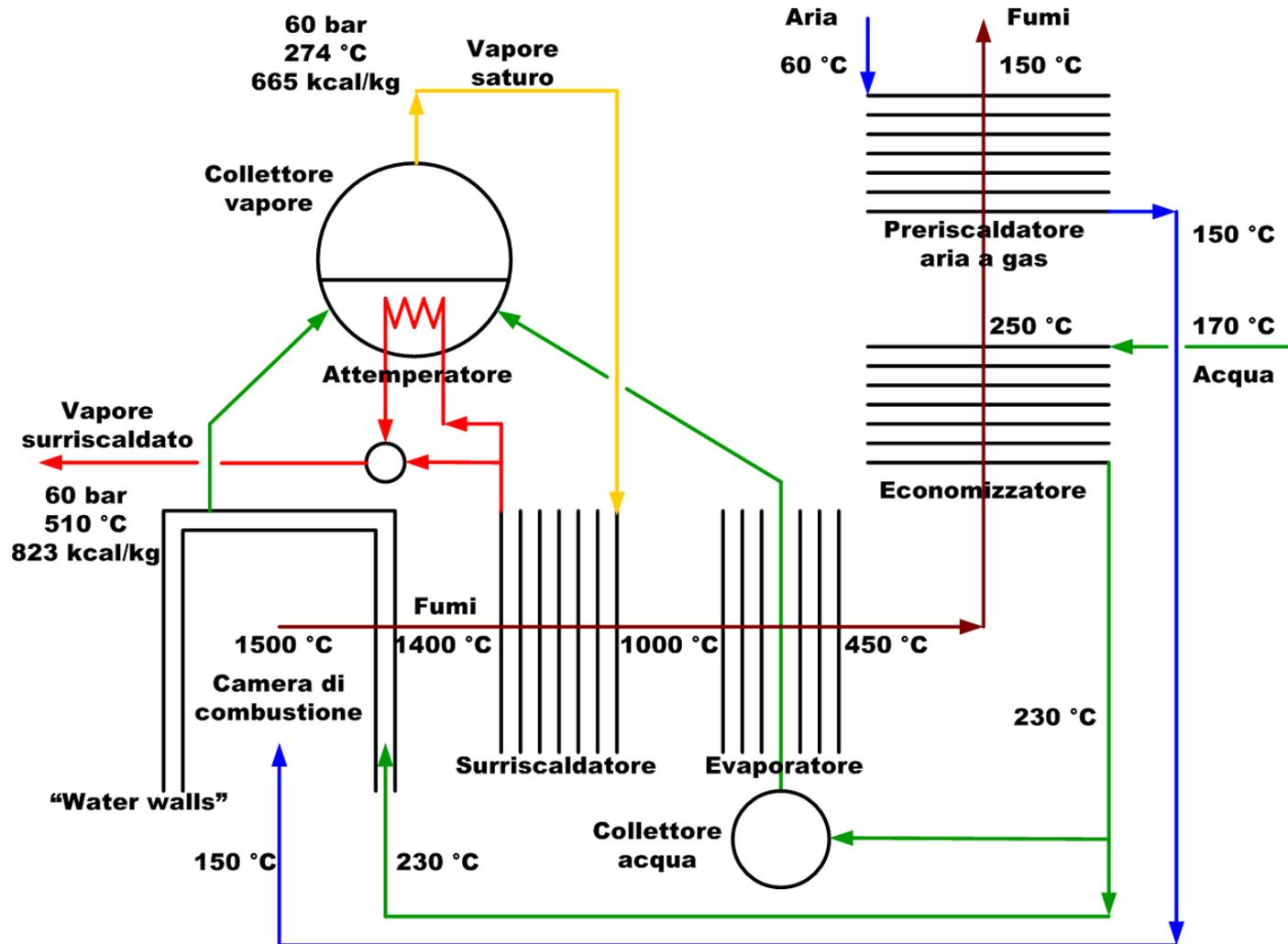


Figure 5 Foster Wheeler ESD I type boiler: a) sectional view; b) superheater and attemperator arrangement.

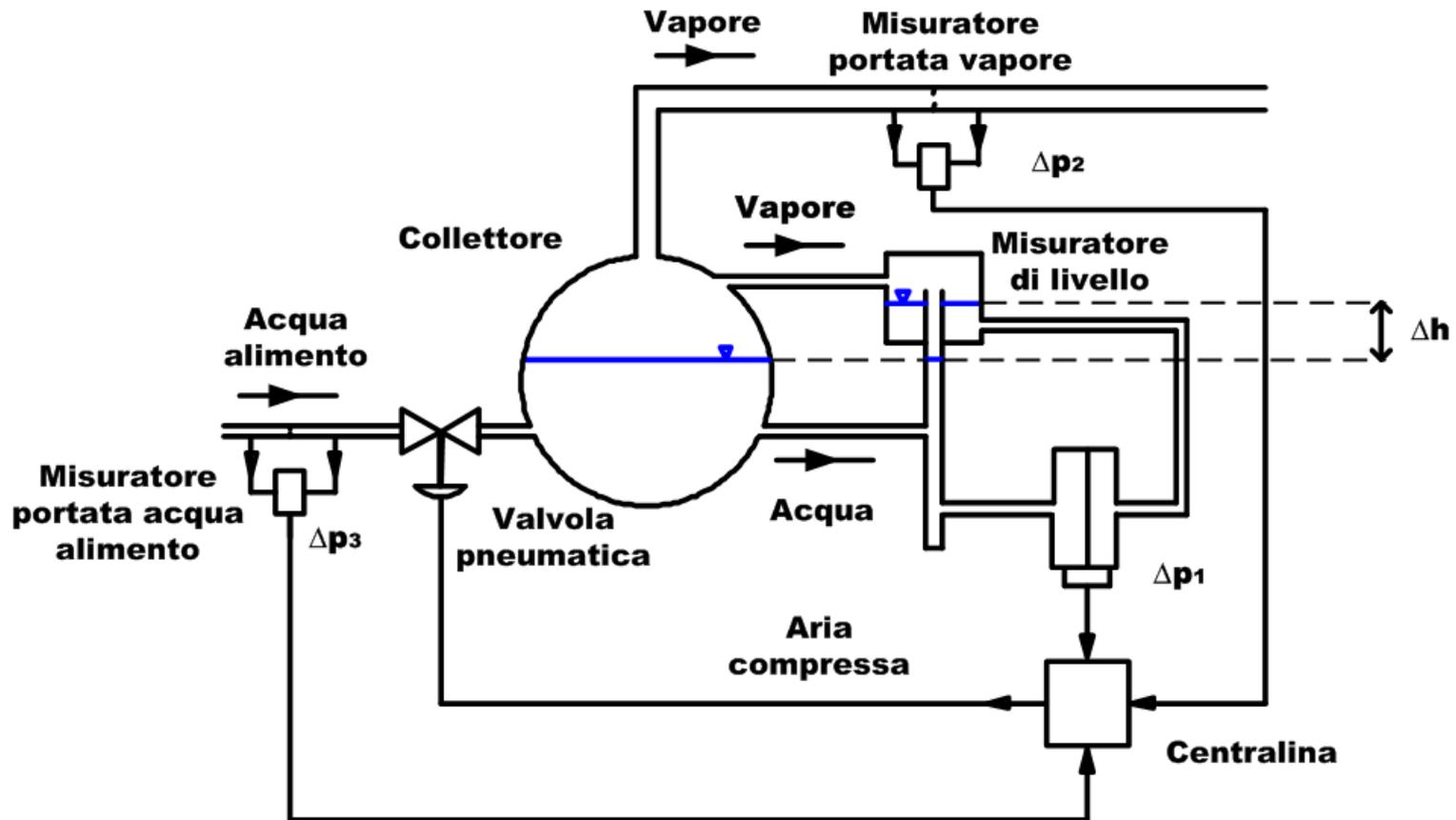
Impianti di propulsione navale

La caldaia



Impianti di propulsione navale

Controllo livello caldaia



LA TURBINA A GAS NELLA PROPULSIONE NAVALE

Utilizzata, con riferimento alle prime applicazioni sperimentali, dal 1950 – 1960. Rispetto alle TV e ai motori Diesel ha ingombri e pesi molto minori, un numero ridotto di ausiliari, un'installazione impiantistica più semplice. Le TG oggi sono macchine molto affidabili, non richiedono la sorveglianza di personale di macchina, possono raggiungere il carico massimo in 2-5 minuti contro i 20 minuti circa di un motore Diesel e le 3-4 ore di una TV. Il consumo di lubrificante è l'1% circa di quello di un motore Diesel di pari potenza, ma deve essere sintetico. Il montaggio e lo smontaggio a bordo della nave è agevole: il gruppo in manutenzione può essere rapidamente sostituito con uno già revisionato (ogni 15.000 – 20.000 h di funzionamento: in proporzione il tempo di fermo nave è trascurabile).

I difetti sono il consumo più elevato dei motori Diesel, in particolare ai bassi carichi, l'elevata sensibilità alla variazione delle condizioni ambientali (se la temperatura ambiente passa da 25°C a 45°C la potenza si riduce del 20% circa e il consumo aumenta del 6-8%), l'utilizzo di combustibili pregiati (Light Diesel Oil – LDO per le *aeroderivative*, Marine Diesel Oil – MDO e solo raramente Blended Marine Diesel Fuel, con al massimo il 20% di combustibile residuo, per le *heavy-duty*).

L'installazione richiede accorgimenti particolari: l'aria deve essere trattata con 2-3 filtri in serie per trattenere le gocce di acqua salmastra. Il sale si deposita sulle palette del compressore riducendone il rendimento e su quelle della turbina provocandone la corrosione. Poiché la velocità nei filtri deve essere molto bassa per aumentarne l'efficienza e contenere le perdite di carico, essi sono molto ingombranti, così come i silenziatori in aspirazione e scarico, figura XIV.24 (R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli).

L'inversione di marcia si fa con eliche a passo variabile o con giunti inversori (sorta di giunti idraulici, ad olio, con interposizione tra pompa e turbina di palette statoriche deviatrici orientabili), non con turbine di retromarcia, come nel caso delle TV.

Impiego più esteso nelle marine militari, nelle quali occupa oggi una posizione di grande rilevanza. E' impiegata su tutti i tipi di navi militari tranne i sottomarini nucleari e le grosse portaerei, che sono propulse a vapore per le elevatissime potenze richieste e il funzionamento a vapore delle catapulte di decollo degli aerei. Si usano esclusivamente turbine di derivazione aeronautica (della Rolls-Royce, Pratt-Whitney, General Electric), per le prestazioni più elevate, figura XIV.58 (R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli).

Nelle navi militari si distingue l'andatura "di crociera" dall'andatura "a tutta forza", per cui si può pensare ad un apparato motore misto, di alto rendimento e lunga durata per la prima andatura e più leggero e di spinta (*boost*) per realizzare la seconda. Le combinazioni possibili sono:

- impianto a vapore più turbina a gas: COSAG (Combine Steam And Gas);
- motore Diesel più motore diesel: CODAD (COmbined Diesel And Diesel);
- motore Diesel più turbina a gas: CODOG (COmbined Diesel Or Gas) & CODAG (COmbined Diesel and Gas);
- turbina a gas più turbina a gas: COGOG (COmbined Gas Or Gas) & COGAG (Combined Gas And Gas).

Impiego nella marina mercantile: esteso in particolare negli anni '70, fino al 1975, bloccato totalmente dalla crisi petrolifera, riapparso negli ultimi anni del secolo scorso grazie al forte sviluppo delle TG (aumento del rendimento, prima inferiore non solo ai Diesel ma anche alle TV marine) e alla aumentata richiesta di apparati propulsivi a forte concentrazione di potenza, per naviglio veloce (scelta obbligata per carene veloci, con velocità superiore ai 34-36 nodi), e con basse emissioni inquinanti (sviluppo delle normative antinquinamento). Si usano anche turbine heavy-duty (della General Electric), alimentate con combustibili gassosi o liquidi, non necessariamente distillati.

Incominciano a diffondersi impianti di propulsione a ciclo combinato gas-vapore, figura XIV.34 (R. Della Volpe, “Impianti Motori per la Propulsione Navale”, Liguori Editore, Napoli). Il combustibile comunque non è metano, per cui la temperatura al camino non può essere troppo bassa, gli ingombri e la complessità impiantistica non possono essere quelli di un impianto terrestre, e quindi il rendimento è inferiore a 0.5 (contro lo 0.6 di un impianto combinato terrestre), minore quindi di un motore Diesel *medium speed* o *low speed*, che pesa però circa il doppio, a parità di potenza.

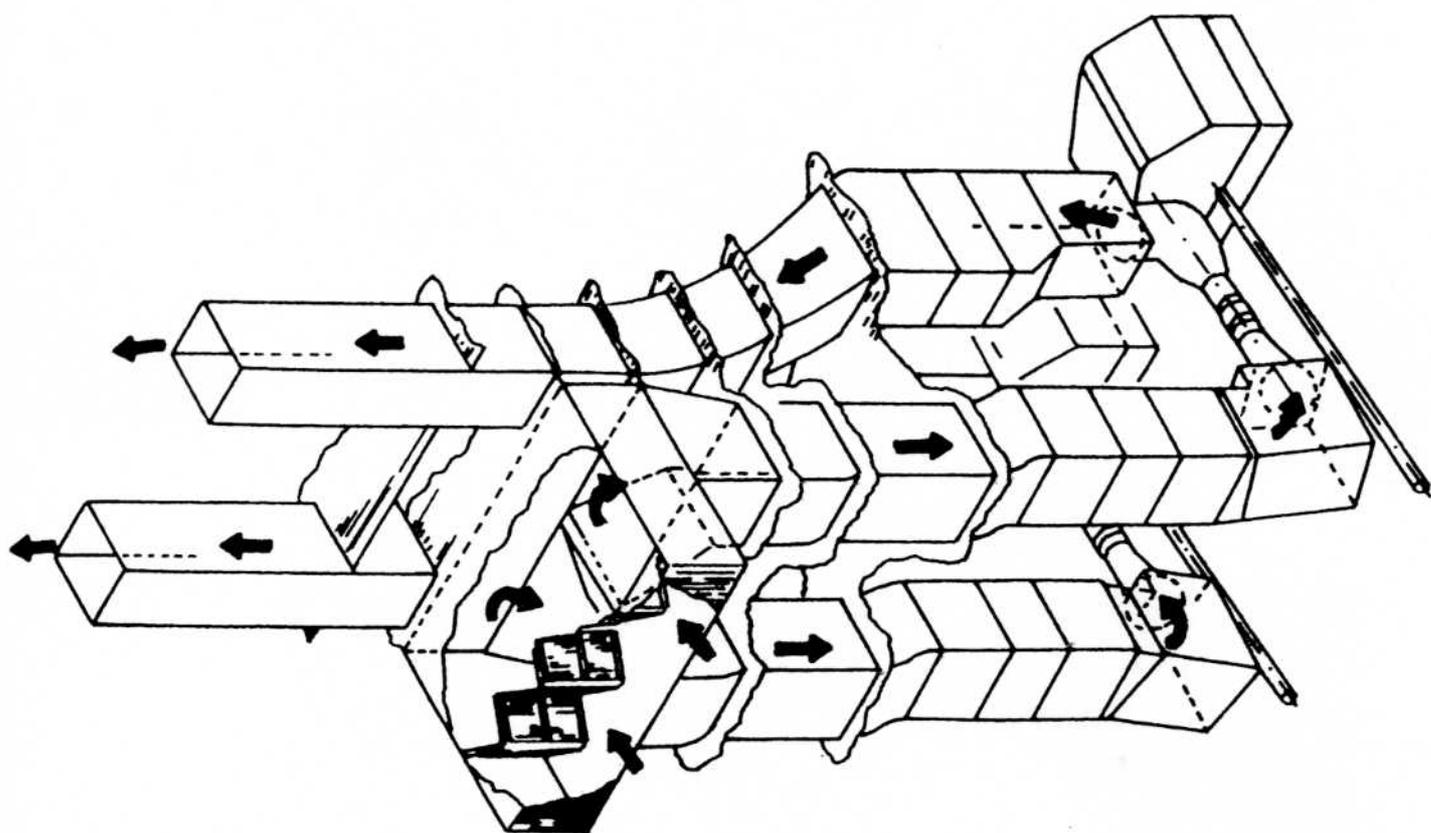


Fig. XIV.24 - Raffronto tra le dimensioni delle turbine a gas installate a bordo della *Admiral W.M. Callaghan* e quelle dei filtri e delle tubazioni di aspirazione e di scarico.

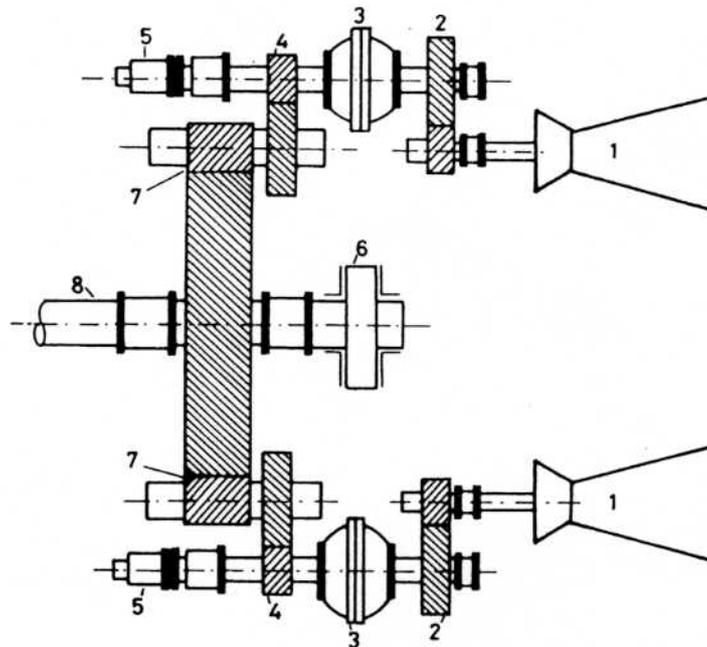


Fig. XIV.58 - Rappresentazione schematica del riduttore a tripla riduzione installato a bordo dell'incrociatore portaeromobili *Garibaldi* con giunto inversore *TOSI* di tipo oleodinamico (*COGAG*).

1. Turbina a gas *GE LM 2500*; 2. Coppia di ingranaggi di prima riduzione; 3. Giunto inversore *TOSI*; 4. Coppia di ingranaggi di seconda riduzione; 5. Giunto autosincronizzante *SSS (Syncro Self Shifting)*; 6. Cuscino reggispinta; 7. Coppia di ingranaggi di terza riduzione; 8. Albero portaelica.

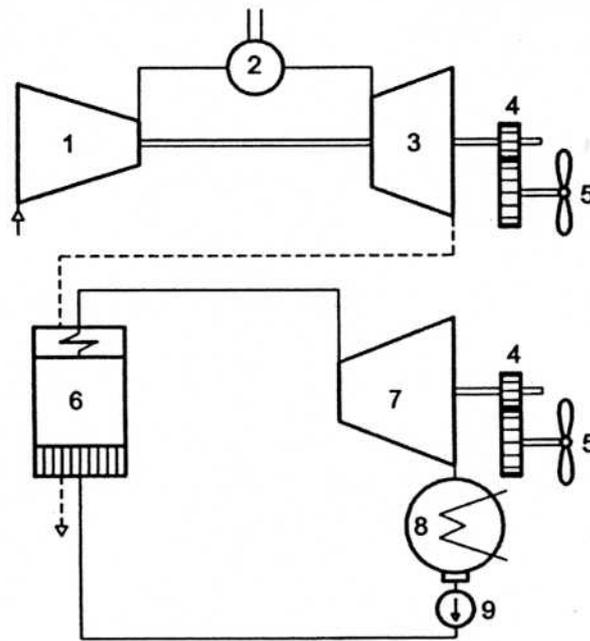


Fig. XIV.34 - Schema semplificato di un impianto combinato.

1. Compressore; 2. Camera di combustione; 3. Turbina a gas; 4. Riduttore; 5. Elica; 6. Heat Recovery Steam Generator; 7. Turbina a vapore; 8. Condensatore; 9. Pompa.

I combustibili liquidi (derivati dal petrolio) per la propulsione marina

Si utilizzano normalmente combustibili residui, che sono complessivamente di minore qualità rispetto ai distillati, e questa è peggiorata con l'adozione dei processi di cracking. E' aumentata, infatti, la percentuale di composti con peso molecolare elevato, il che si è tradotto in un aumento del residuo carbonioso e del contenuto in asfalti. Sono sensibilmente aumentate anche le percentuali di ceneri e soprattutto di zolfo (dall'1-2% al 3-4%). Esso è presente nel greggio, in percentuali variabili nei diversi giacimenti (massimo in Medio Oriente, minimo nel Mare del Nord) ed è sempre presente, con concentrazioni fino al 5% in massa, nei combustibili residui. Con la combustione si ossida ad anidride solforosa, SO_2 , e parzialmente ad anidride solforica, SO_3 , per poi combinarsi con l'acqua diventando acido solforico H_2SO_4 . Sotto a una determinata temperatura, detta temperatura di rugiada e funzione della percentuale di zolfo nel combustibile e della pressione dei fumi (vedi figura VI.12, tratta da R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli), l'acido solforico condensa. Lo zolfo causa danni ambientali (piogge acide, irritazioni vie respiratorie) oltre che, nelle macchine in cui è introdotto (in pratica, nei motori Diesel), un'azione combinata di corrosione, abrasione e attrito (vedi figura VI.13, tratta da R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli);

I combustibili liquidi usati per la propulsione marina si possono così classificare:

- Marine Diesel Oil (MDO) o "distillate marine fuel", ottenuti dalla distillazione intermedia del greggio e impiegati generalmente nei motori a quattro tempi veloci;
- Heavy Fuel Oil (HFO), appartenenti alla categoria dei combustibili residui e impiegati nei motori a quattro tempi semiveloci e nei due tempi.

Le loro specifiche sono stabilite da organismi internazionali quali il British Standard Institution (BSI) e il Conseils International des Machines a Combustion (CIMAC), che possono emanare raccomandazioni, e l'International Organization of Standardization (ISO), cui spetta il compito di rendere ufficiali le classificazioni proposte. Le tabelle VI.1 e VI.2 e VI.3 (tratte da R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli) riportano le specifiche principali per le due categorie di combustibili navali. Con riferimento al solo tenore di zolfo, i combustibili liquidi si possono classificare in ATZ (Alto Tenore di Zolfo) e BTZ (Basso tenore di Zolfo).

L'utilizzo dei combustibili residui nei motori richiede un trattamento preparatorio, che consiste essenzialmente nel filtraggio e nel riscaldamento fino a una temperatura sufficiente ad abbassarne la viscosità a limiti compatibili con il pompaggio e con l'iniezione. La figura VI.14 (tratta da R. Della Volpe, "Impianti Motori per la Propulsione Navale", Liguori Editore, Napoli) mostra lo schema del circuito del combustibile installato su una nave.

Tab. VI.1 - Standards ISO di un *Distillate Marine Fuel*.
 DMX (*Marine Gas Oil MGO*)
 DMA (*Light Diesel Oil LDO*)
 DMB (*Marine Diesel Oil MDO*)
 DMC (*Blended Marine Diesel Oil BMDO*)

ISO (Standards DIS8217)		Denominazione			
		DMX	DMA	DMB	DMC
Densità a 15 °C [g/ml]	max		0,890	0,900	0,920
Viscosità a 40 °C [cSt]	max	5,5	6,0	11,0	14,0
Flash point [°C]	min	43	60	60	60
Pour point [°C]					
1 Dicembre – 31 Marzo			- 6	0	0
1 Aprile – 30 Novembre	max		0	6	6
Cloud point [°C]	max	- 16			
Residuo Carbonioso [% in massa]	max		0,20	0,25	2,5
Ceneri [% in massa]	max	0,01	0,01	0,01	0,05
Numero di cetano	min	45	40	35	
Zolfo [% in massa]	max	1,0	1,5	2,0	2,0
Vanadio [mg/kg]	max				100

Tab. VI.2 - Specifica delle caratteristiche principali di un *Heavy Fuel Oil (HFO)* ovvero *Residual Fuel Oil*.

CIMAC 1990	A10	B/C10	D15	E/F25	G/H35	H/K45	H/K55
BS MA-100		M4	M5	M7	8/9	M8/-	M9/-
ISO F-RM	A10	B/C10	D15	E/F25	G/H35	H/K45	H/K55
Viscosità (a 50 °C) ¹ [cSt]	40	40	80	180	380	500	700
Viscosità (a 100 °C) ¹ [cSt]	10	10	15	25	35	45	55
Densità (a 15 °C) ¹ [g/ml]	0,975	0,981	0,985	0,991	0,991	0,991/ /1.010	0,991/ /1.010
Flash Point ² [°C]	60	60	60	60	60	60	60
Pour point							
Stagione calda ¹ [°C]	6	24	30	30	30	30	30
Stagione fredda ² [°C]	0	24	30	30	30	30	30
Residuo Carbonioso ¹ (Conradson) [% in massa]	10	10/14	14	15/20	18/22	22	22
Zolfo ¹ [% in massa]	3,5	3,5	4	5	5	5	5
Ceneri ¹ [% in massa]	0,10	0,10	0,10	0,15	0,15	0,20	0,20
Vanadio ¹ [mg/kg]	150	150/300	350	200/500	300/600	600	600
Acqua ¹ [% in volume]	0,5	0,5	0,8	1,0	1,0	1,0	1,0
Sedimenti ¹ [% in massa]	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Alluminio e silicio ¹ [mg/kg]	80						
Asfaltini ¹ [% in massa]	2/3 del residuo carbonioso (Conradson)						
Sodio ¹ [mg/kg]	Sodio < 1/3 Vanadio, Sodio < 100						
Numero di cetano	Minimo 35						

¹ Massimo; ² Minimo

Tab. VI.3 - Valori limiti dei principali parametri che caratterizzano un *Heavy Fuel Oil* (HFO).

PARAMETRO	Valore limite
Densità a 15 °C [kg/m ³]	≤ 1.010
Viscosità a 100 °C [cSt]	≤ 55
Viscosità a 50 °C [cSt]	≤ 700
Flash point [°C]	≥ 60
Pour point [°C]	≤ 30
Residuo carbonioso [% in massa]	≤ 22
Ceneri [% in massa]	≤ 0,15
Sedimenti [% in massa]	≤ 0,10
Acqua [% in volume]	≤ 1,0
Zolfo [% in massa]	≤ 5,0
Vanadio [mg/kg]	≤ 600
Alluminio e silice [mg/kg]	≤ 80

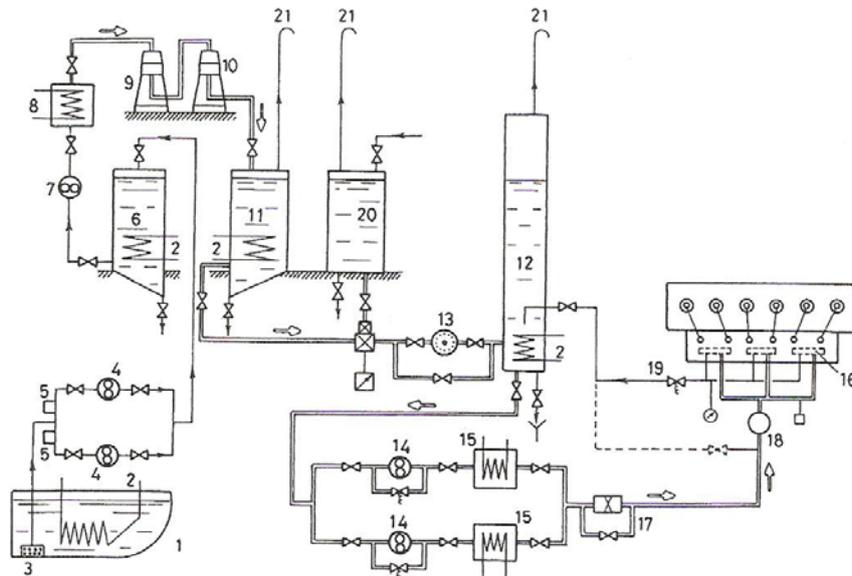


Fig. VI.14 - Rappresentazione schematica del circuito del combustibile installato su una nave.

1. Serbatoio di stoccaggio; 2. Serpentina; 3. Succheruola; 4. Pompe di trasferimento; 5. Filtri in aspirazione; 6. Serbatoio di sedimentazione; 7. Pompa; 8. Preriscaldatore; 9. Separatore centrifugo; 10. Chiarificatore centrifugo; 11. Serbatoio di servizio o giornaliero; 12. Serbatoio di mescolamento; 13. Misuratore di portata; 14. Pompe booster; 15. Preriscaldatore; 16. Pompe di iniezione; 17. Viscosimetro; 18. Filtro fine; 19. Tubazione ritorno combustibile; 20. Serbatoio combustibile distillato; 21. Sfiato.

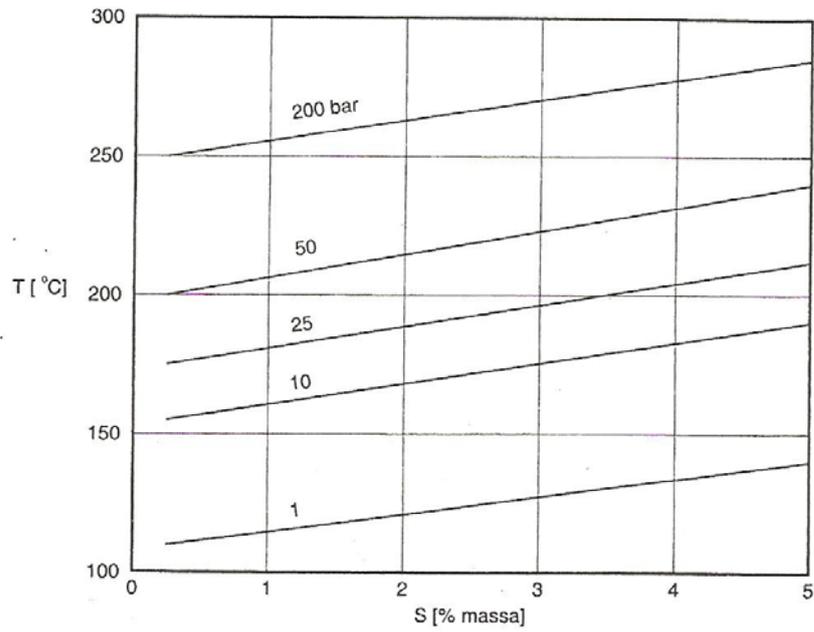


Fig. VI.12 - Andamento della temperatura di rugiada dell'acido solforico al variare della percentuale in massa dello zolfo contenuto nel combustibile e per differenti valori della pressione.

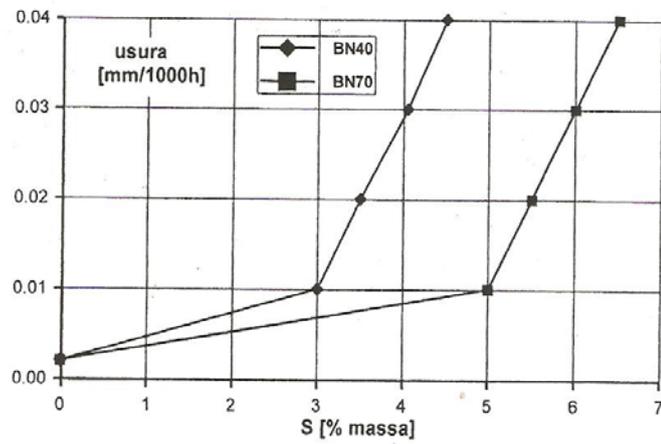


Fig. VI.13 - Andamento dell'usura dei cilindri motori al variare della percentuale in massa dello zolfo contenuto nel combustibile per due differenti valori della basicità dell'olio lubrificante.

Classificazione MCI a ciclo Diesel

I motori Diesel (compresi in senso lato anche i motori con altro tipo di alimentazione ma derivati da quelli Diesel) utilizzati nelle applicazioni “industriali” o navali (con esclusione della nautica da diporto) possono essere classificati nelle seguenti categorie:

- semiveloci (high speed)
- medi (medium speed)
- lenti (low speed)

Le loro caratteristiche principali sono riportate nella tabella seguente:

tipo motore	velocità di rotazione [giri/min]	diametro stantuffo [mm]	potenza effettiva [kW]	n° tempi [-]	n° e disp. cilindri [-]	Rendimento massimo [-]	Rapporto C/D [-]
semivelece	≥ 1000	≤ 200 -250	≤ 9000	4	≤ 10 in linea ≤ 20 a V	> 40%	1.1 – 1.3
medio	400 - 800	250 - 550	≤ 2000 per cilindro	4	≤ 10 in linea ≤ 20 a V	> 45%	1.1 -1.4
lento	75 - 200	≤ 1000	≤ 7000 per cilindro	2	≤ 14 in linea	≤ 50-54%	2.0 – 4.0

Sono tutti a iniezione diretta, sovralimentati con turbocompressore a gas di scarico e refrigerazione dell'aria compressa, e si sta diffondendo la sovralimentazione a più stadi con refrigerazione intermedia.

I motori lenti 2T sono le macchine termiche a ciclo semplice a più alto rendimento finora realizzate.

Tradizionalmente utilizzano tutti combustibili liquidi, di solito appartenenti alla categoria dei residui, almeno nel caso dei motori medi e lenti.

Si sta diffondendo l'utilizzo di combustibili gassosi, in particolare del gas naturale ma anche di biogas, mediante opportuni adattamenti del motore Diesel originale per trasformarlo in un motore a due combustibili (Dual-Fuel) o a ciclo Otto, poiché le caratteristiche di accendibilità di tali combustibili non sono compatibili con il funzionamento ad accensione per compressione.

Come illustrato in tabella, il rapporto corsa-diametro, C/D, aumenta passando dai motori semiveloci ai medi e ai lenti. Per discutere tale scelta è opportuno definire preliminarmente alcuni concetti di similitudine dei motori alternativi a combustione interna.

Principi di similitudine dei motori alternativi a combustione interna

Due motori si dicono simili se, oltre ad avere lo stesso tipo di ciclo e lo stesso numero di tempi e di effetti, sono soddisfatte le seguenti condizioni di similitudine:

- geometrica: tutte le dimensioni lineari stanno tra loro nel rapporto di scala “ m ”
- cinematica: la velocità media dello stantuffo $v_m = C \cdot n/30 = cost$
- termodinamica: la pressione media effettiva $p.m.e. = cost$.

La velocità media dello stantuffo è più appropriata della velocità di rotazione per essere correlata a diversi fenomeni fondamentali per la caratterizzazione del comportamento di un motore, quali:

- perdite fluidodinamiche nel processo di sostituzione del fluido motore presente nel cilindro;
- forze d’inerzia che sollecitano i principali accoppiamenti cinematici;
- perdite energetiche per flusso di calore verso il sistema di raffreddamento.

Ne deriva una limitazione per i valori di v_m da 6-8 m/s per i motori lenti a 7-12 m/s per i medi e fino a 13 m/s per i semiveloci (nel campo dei motori veloci si arriva fino a 15 m/s per i motori Diesel automobilistici e fino a 20 m/s per i motori a ciclo Otto, automobilistici e motociclistici).

Un dato di similitudine geometrica rilevante ai fini dell’architettura del motore è il rapporto corsa/diametro, C/D . Se è elevato, le implicazioni principali sono:

- l’altezza del motore è proporzionalmente maggiore ma, a parità di v_m con un motore a corsa più lunga, la sua velocità di rotazione è minore;
- il raggio di manovella è proporzionalmente più elevato e l’albero motore sarà tendenzialmente meno robusto;
- il diametro dello stantuffo proporzionalmente ridotto rende più difficile alloggiare nel modo migliore candela e/o iniettori e valvole di diametro elevato ma porta a realizzare camere di combustione più compatte, tendenzialmente di maggior rendimento termico (almeno nel caso di motori a ciclo Otto).

La riduzione della velocità di rotazione facilita l’accoppiamento diretto di un motore con un alternatore, anche nel caso di numero elevato di coppie polari, e consente nelle applicazioni navali l’accoppiamento diretto con l’elica.

Consideriamo quindi il caso dei motori lenti 2T:

- se $n=100$ giri/min e $v_m=6m/s$ (valore minimo) si ottiene $C=30 \cdot 6/100=1.8m$, mentre con $v_m=8m/s$ (valore massimo) si ottiene $C=2.4m$;
- il diametro dello stantuffo, per i motori presi in considerazione, può essere compreso tra 0.55m e un metro: si ottengono così valori di C/D tra 1.8 e 3.27 con v_m di 6m/s e C/D tra 2.4 e 4.36 con v_m di 8m/s, quindi motori sempre a corsa molto lunga (il limite pratico si attesta oggi a circa 3.6-4).

A completamento di questa breve analisi sono confrontati di seguito un motore medium speed e un motore Diesel veloce automobilistico.



Wartsila 6L64

Alesaggio	$D = 640 \text{ (mm)}$
Corsa	$S = 900 \text{ (mm)}$
Numero cilindri	$z = 6$
Cilindrata totale	$V_t = 3.1415 \cdot \frac{D^2}{4} \cdot S \cdot z \cdot 10^{-6}$ $V_t = 1737.1238 \text{ (l)}$
Potenza massima	$P_e = 12900 \text{ (kW)}$
Velocità potenza massima	$n = 327 \text{ (giri/min)}$
Pressione media effettiva	$p_{me} = \frac{P_e \cdot 1200}{V_t \cdot n}$ $p_{me} = 27.2516 \text{ (bar)}$
Velocità media pistone	$w_p = \frac{S \cdot 10^{-3} \cdot n}{30}$ $w_p = 9.81 \text{ (m/s)}$
Peso	$G = 233 \cdot 10^3 \text{ (kg)}$
Potenza/peso	$P_s = \frac{P_e}{G}$ $P_s = 0.0554 \text{ (kW/kg)}$



BMW 320d

Alesaggio	$D = 84 \text{ (mm)}$
Corsa	$S = 90 \text{ (mm)}$
Numero cilindri	$z = 4$
Cilindrata totale	$V_t = 3.1415 \cdot \frac{D^2}{4} \cdot S \cdot z \cdot 10^{-6}$ $V_t = 1.995 \text{ (l)}$
Potenza massima	$P_e = 135 \text{ (kW)}$
Velocità potenza massima	$n = 4000 \text{ (giri/min)}$
Pressione media effettiva	$p_{me} = \frac{P_e \cdot 1200}{V_t \cdot n}$ $p_{me} = 20.301 \text{ (bar)}$
Velocità media pistone	$w_p = \frac{S \cdot 10^{-3} \cdot n}{30}$ $w_p = 12 \text{ (m/s)}$
Peso	$G = 160 \text{ (kg)}$
Potenza/peso	$P_s = \frac{P_e}{G}$ $P_s = 0.8438 \text{ (kW/kg)}$

Confronto tra un motore Diesel medium speed e uno veloce per autovettura

Evoluzione dei moderni motori marini a due tempi

(fonte: R. Della Volpe – Impianti motori per la propulsione navale – Liguori Editore 2007)

Si è presa ad esempio l'evoluzione tecnica dei motori Sulzer dal 1940 al 1985 circa. In precedenza erano state tentate strade, poi abbandonate, quali motori a lavaggio unidirezionale con valvole di immissione in testa e luci di scarico in prossimità del PMI o motori con cilindri a doppio effetto.

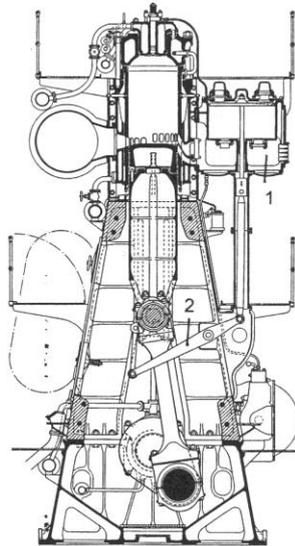
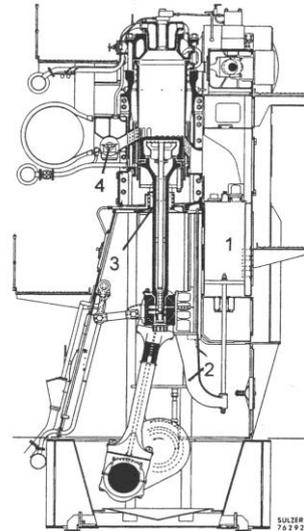
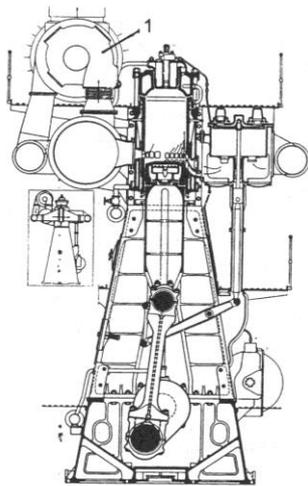


Fig. XII.5 - Sezione trasversale del motore Sulzer SD72.
1. Pompa aria di lavaggio al singolo cilindro; 2. Leveraggi oscillanti.

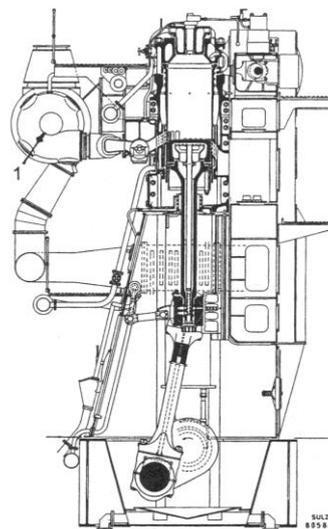


- Sezione trasversale del motore Sulzer RSD76.
1. Pompa aria di lavaggio al singolo cilindro; 2. Braccio rigido; 3. Piastra orizzontale; 4. Valvola rotante.

Sezioni di motori a due tempi non sovralimentati (anni 1940 – 1950)



Sezione trasversale del motore Sulzer SAD72 sovralimentato ad impulsi di sione.
1. Turbosoffiante.



Sezione trasversale del motore Sulzer RSAD76 sovralimentato ad impulsi di pressione.
1. Turbosoffiante.

Sezioni di motori a due tempi sovralimentati a impulsi di pressione (anni 1950)

Aspetti tecnici comuni:

- motori a corsa lunga con manovellismo a testa croce e stantuffi a singolo effetto;
- luci di lavaggio (in prossimità del PMI).

Serie SD (1943-1954)

- aspirati (solo pompa di lavaggio);
- ogni cilindro ha una piccola pompa di lavaggio volumetrica;
- la pompa è azionata dal testa croce mediante leveraggi oscillanti;
- due file sovrapposte di luci di lavaggio per aumentare le sezioni di passaggio dell'aria;
- l'apertura delle luci di lavaggio avviene prima di quelle di scarico: valvole automatiche di non ritorno per la fila superiore onde evitare l'introduzione di gas combusti nel collettore di lavaggio;
- stantuffo con mantello molto alto per mantenere chiuse le luci di lavaggio lungo tutta la corsa verso il PMS (realizza la separazione tra cilindro e basamento, evitando che vi finisca l'aria di lavaggio).

Serie RSD (1954-....)

differenze importanti rispetto la serie SD:

- la pompa è azionata da un semplice e affidabile braccio rigido;
- stantuffo con mantello di altezza ridotta collegato al testa croce con un'asta e separazione tra cilindro e basamento con piastra orizzontale a tenuta stagna, attraversata dall'asta: l'aria di lavaggio entra nel volume compreso tra la piastra e la faccia inferiore dello stantuffo durante la corsa di compressione ed è poi utilmente pre-compressa durante la corsa di espansione, riducendo quindi le dimensioni della pompa di lavaggio. La separazione così realizzata tra cilindro e basamento evita lo scolamento in quest'ultimo di morchie derivanti dall'uso di combustibili di qualità sempre più scadente, con conseguente contaminazione dell'olio lubrificante, surriscaldamento dei cuscinetti, vaporizzazione dell'olio stesso e alta probabilità di scoppi e incendi;
- eliminazione della fila superiore di luci di lavaggio, a causa del deposito di morchie da uso di combustibili di bassa qualità sulle valvole automatiche di non ritorno. Ora si aprono prima le luci di scarico, e per evitare la fuoriuscita di carica fresca alla fine del lavaggio si adottano valvole rotanti allo scarico (le quali, essendo investite nella fase di chiusura solo dalla carica fresca, presentano minori problemi d'imbrattamento), azionate meccanicamente dall'albero motore.

Serie SAD (1954-....)

differenze importanti rispetto la serie SD:

- retrofitting della serie SD: è adottata la sovralimentazione con turbocompressore a gas di scarico ad impulsi di pressione. L'aria è compressa prima dal turbocompressore e poi dalla pompa di lavaggio, che garantisce comunque l'avviamento e il funzionamento ai bassi carichi.

Serie RSAD (1955-....)

differenze importanti rispetto le serie RSD e SAD:

- retrofitting della serie RSD: è adottata la sovralimentazione con turbocompressore a gas di scarico ad impulsi di pressione. Sparisce la pompa di lavaggio poiché l'effetto di compressione dello stantuffo durante l'espansione prima descritto è sufficiente a garantire l'avviamento e il funzionamento a basso carico.

Serie RD (1959 – 1970)

differenze importanti rispetto le serie RSAD e SAD:

- espressamente progettata per la sovralimentazione con turbocompressore a gas di scarico a impulsi di pressione;
- miglioramenti strutturali e nei materiali per adeguarsi alle sollecitazioni meccaniche e termiche sempre più spinte connesse all'impiego della sovralimentazione e pressione sempre più alta.

Serie RND (1968-1976)

differenze importanti rispetto la serie RD:

- passaggio alla sovralimentazione a pressione costante;
- non è più necessaria la valvola rotante allo scarico, che dava comunque problemi di affidabilità.

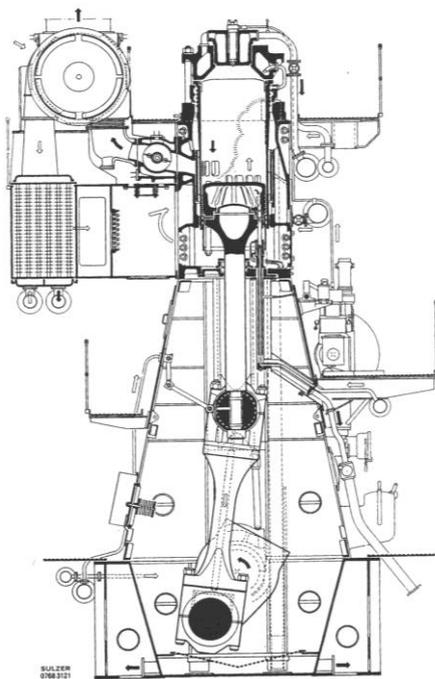
Serie RND-M (1976-....)

differenze importanti rispetto la serie RND:

- sistema di raffreddamento tipo bore-cooling: grazie ad una serie di piccoli canalini percorsi dal fluido refrigerante e praticati all'interno delle pareti degli organi da raffreddare si realizza un efficace smaltimento del calore senza peraltro indebolire le strutture. Nella testa dello stantuffo la trasmissione del calore è facilitata dall'energico sbattimento cui è sottoposto il liquido refrigerante che si trova sotto la testa dello stantuffo stesso.

Serie RLA (1980) e RLB (1982)

- motori a corsa lunga ($C/D \approx 2.1$) per navi a basso consumo con eliche di diametro maggiorato (e velocità di crociera ridotta, entrambe conseguenze della crisi petrolifera) e quindi velocità di rotazione ulteriormente ridotta;
- consumi ridotti del 10% rispetto alle serie a corsa più corta;
- sostituiscono definitivamente gli impianti a vapore.



XII.12 - Sezione trasversale del motore *Sulzer RD90* progettato espressamente per essere sovralimentato ad impulsi di pressione.

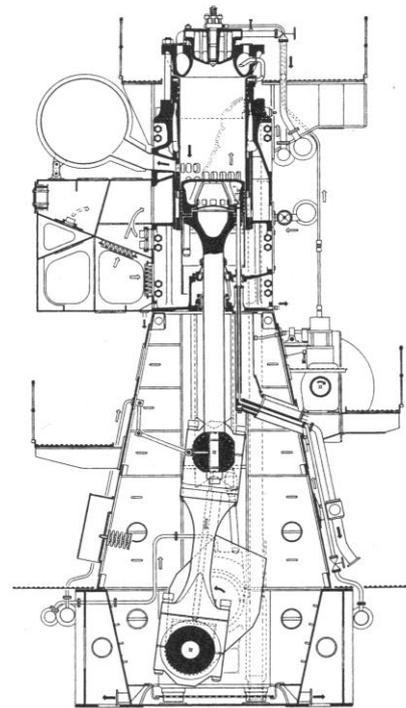


Fig. XII.13 - Sezione trasversale del motore *Sulzer RND105* sovralimentato a pressione costante.

Sezioni di motori a due tempi sovralimentati: impulsi di pressione => pressione costante
(anni 1960 - 1970)

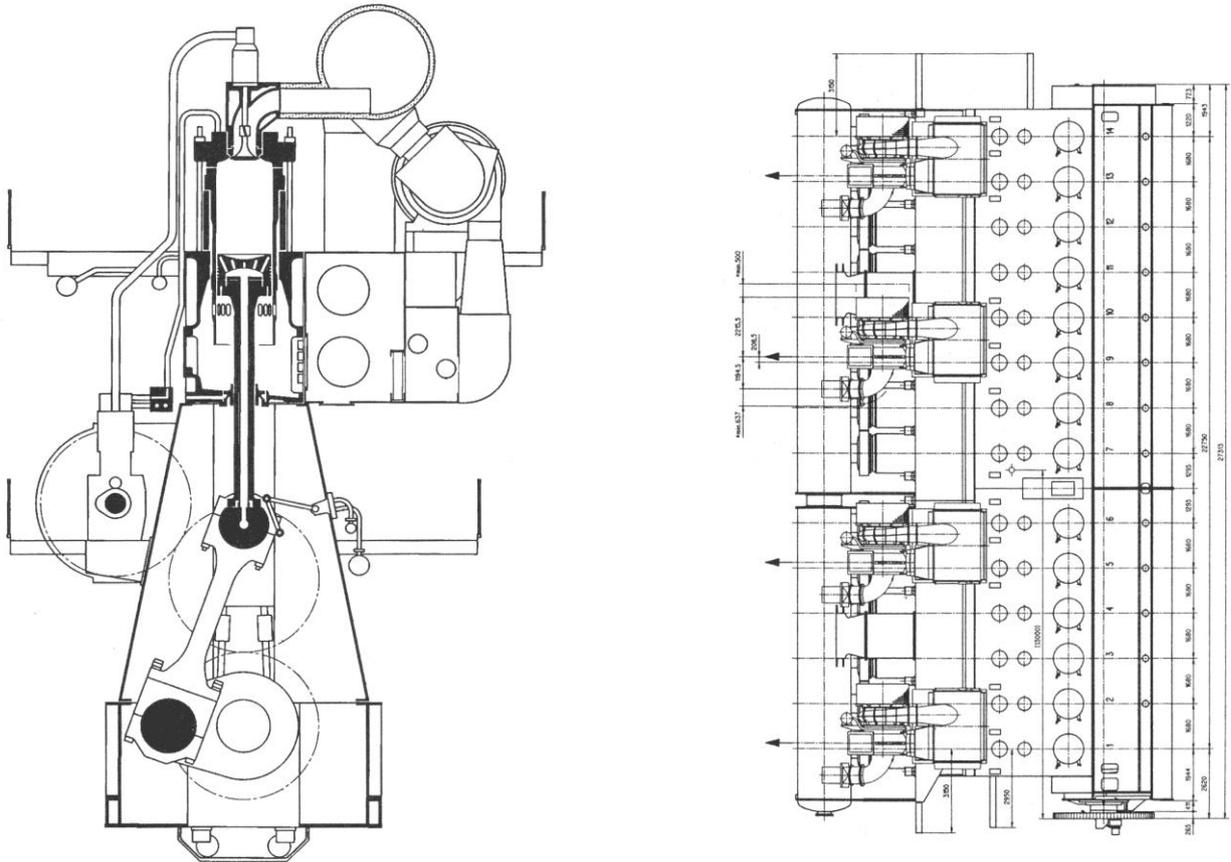


Fig. XII.18 - Motore *Sulzer* a corsa lunga della serie *RTA* a lavaggio unidirezionale con valvola di scarico in testa.

Sezione e vista laterale di un motore a due tempi a lavaggio unidirezionale (anni 1980 -...)

Serie RTA (1984-....)

- motori a corsa ulteriormente allungata ($C/D=2.9$) per velocità di 90-95 giri/min e ulteriore riduzione dei consumi (effetti della seconda crisi petrolifera);
- lavaggio a correnti ripiegate sostituito dal lavaggio unidirezionale con valvola di scarico in testa.
- poiché il lavaggio è più efficace, la quantità di aria necessaria diminuisce così come i requisiti del sovralimentatore, che non necessita più del contributo dato dalla compressione sotto la faccia inferiore dello stantuffo. Ci sono comunque delle elettro-soffianti per l'avviamento e i bassissimi carichi;
- l'adozione della valvola di scarico in testa coassiale con il cilindro costringe a sostituire all'unico iniettore centrale delle serie precedenti due o tre iniettori disposti lungo una circonferenza;
- la valvola ha sullo stelo delle alette che ne provocano la rotazione progressiva per azione aerodinamica per garantire la tenuta nel tempo sulla sede a valvola chiusa, evitando punti caldi e bruciature;
- l'azionamento della valvola è dato da dispositivi oleodinamici;
- stantuffo a testa concava con forature di raffreddamento.

Aumenta in maniera significativa l'altezza del motore (possibili problemi di alloggiamento del motore e riduzione del carico pagante: per questo continuò la produzione in parallelo anche delle serie RL).

Serie RTA..M (1985)

- motori a corsa ancora allungata ($C/D=3.5$) e velocità di rotazione di 56 giri/min;

- possibilità di essere dotati del sistema η -booster (aumento del rendimento): l'adozione di sovralimentatori di rendimento complessivo superiore al 70% circa fa sì che agli alti carichi del motore (superiori al 50%) l'energia disponibile nei gas di scarico sia superiore alle esigenze della sovralimentazione. Si installa in parallelo alla turbina del turbo gruppo una turbina ausiliaria di potenza, connessa all'albero motore con un riduttore epicicloidale e un giunto idraulico.

I motori a due tempi attuali

(fonte: R. Della Volpe – Impianti motori per la propulsione navale – Liguori Editore 2007)

La struttura complessiva non è stata rivoluzionata, e anche il rendimento (e quindi i consumi) è rimasto sui valori raggiunti nelle ultime serie descritte, in quanto difficilmente migliorabile. Vi sono stati però continui affinamenti per raggiungere i seguenti obiettivi:

- riduzione del costo iniziale del motore aumentando la potenza per cilindro (il costo del motore è proporzionale al suo peso, con margini di profitto ridotti). Questo comporta l'aumento della *p.m.e.*, della pressione massima di combustione e, limitatamente, della velocità media dello stantuffo;
- riduzione del costo della manutenzione aumentando il *TBO* (Time Between Overhaul) fino a circa 15.000 ore di funzionamento, con sviluppi sui materiali e sulla lubrificazione;
- riduzione delle emissioni di NO_x con interventi sull'iniezione e sul controllo della combustione.

Tab. XII.1 - Evoluzione negli anni di alcuni dei parametri geometrici e motoristici dei motori diesel a due tempi.

$$P/cil = 1,3082 \cdot p_{me} \cdot n \cdot D^2 \cdot C \text{ [kW]}; p_{me} \text{ [bar]}, n \text{ [giri/min]}, D \text{ [m]}, C \text{ [m]}.$$

Anno	Motore	C [mm]	D [mm]	C/D	n [giri/min]	v_m [m/s]	c_s [g/kWh]	p_{me} [bar]	p_{max} [bar]	P/cil [kW]
1905	Sulzer	250	175	1,43	375	3,12		4,41		16,25
1910	Sulzer	460	310	1,48	250	3,83		4,83		70
1943	SD72	1.250	720	1,73	125	5,20	216	4,85		514
1954	RSD76	1.550	760	2,03	119	6,15		5,26		736
1954	SAD72	1.250	720	1,73	125	5,20		6,24		662
1955	RSAD76	1.550	760	2,03	119	6,15	208	6,83	59	953
1959	RD90	1.550	900	1,72	119	6,15	208	8,65	77	1.690
1968	RND105	1.800	1.050	1,71	108	6,48	208	10,50	84	2.940
1976	RND90M	1.550	900	1,72	122	6,30	203	12,30	94	2.465
1982	RLB90	1.900	900	2,11	102	6,46	182	14,40	118	2.940
1984	RTA84	2.400	840	2,86	90	7,20	171	16,60	125	3.310
1985	RTA84M	2.900	840	3,45	78	7,54	170	16,56	130	3.460
1994	K80MC-C	2.300	800	2,87	104	7,97	171	17,00		3.410
1994	L80MC	2.592	800	3,24	93	8,03	173	18,00		3.430
1994	S80MC	3.056	800	3,82	79	8,04	169	18,00		3.640
2000	RTA96C	2.500	960	2,60	102	8,50	171	18,60		5.720
2005	K108ME-C	2.660	1.080	2,46	94	8,33	171	18,20		6.950

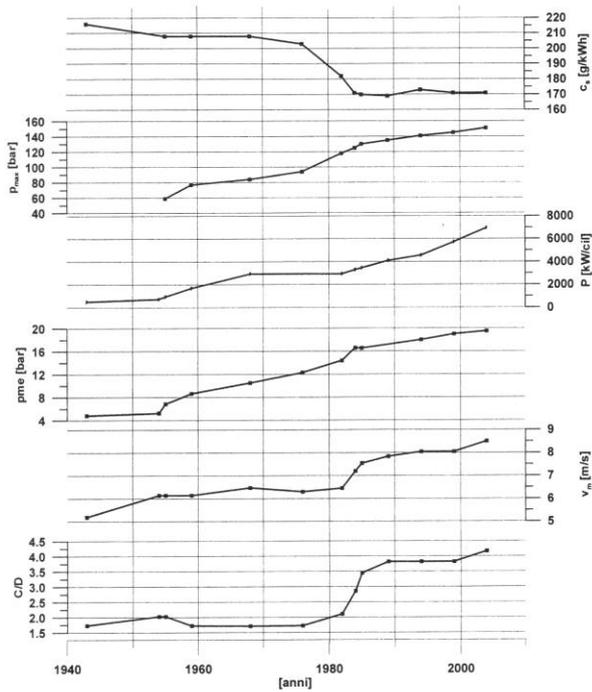


Fig. XII.34 - Andamento negli anni di alcuni dei parametri caratteristici di funzionamento dei motori a due tempi.

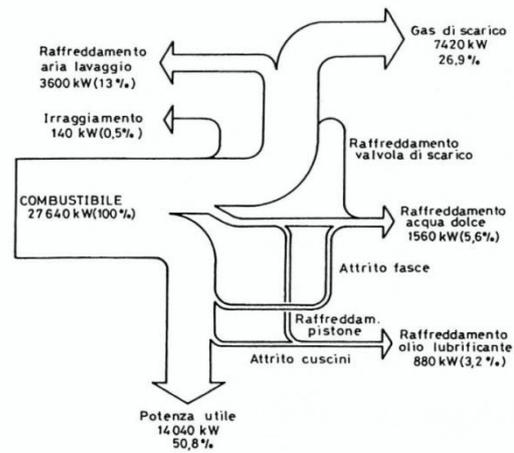


Fig. VII.17 - Bilancio termico del motore diesel a due tempi sovralimentato *MAN B&W 6L80MCE* della potenza di 14.040 kW alla velocità di 83 giri/min al 100% del carico.

L'ultimo punto, in particolare, è connesso agli sviluppi più recenti conseguenti all'inasprimento delle normative e all'adozione di sistemi flessibili di controllo dell'iniezione e della fasatura valvole. Poiché le problematiche e, almeno in parte, le soluzioni sono analoghe per i motori a due e a quattro tempi, la materia sarà trattata più avanti nel contesto generale delle soluzioni tecniche più avanzate per la riduzione delle emissioni dei motori per la propulsione navale. Le tabelle XII.34 e XII.1 e la Fig. VII.17 completano la descrizione della evoluzione tecnica dei motori a due tempi con i valori quantitativi dei principali parametri progettuali e di prestazione.

Evoluzione dei moderni motori marini a quattro tempi

(fonte: R. Della Volpe – Impianti motori per la propulsione navale – Liguori Editore 2007)

Storicamente il motore a quattro tempi è stato sviluppato prima di quello a due tempi, ed ha avuto da subito importanti applicazioni navali nei sommergibili, dato il minore ingombro rispetto agli impianti a vapore e anche rispetto ai motori a due tempi, sviluppati con circa un decennio di ritardo.

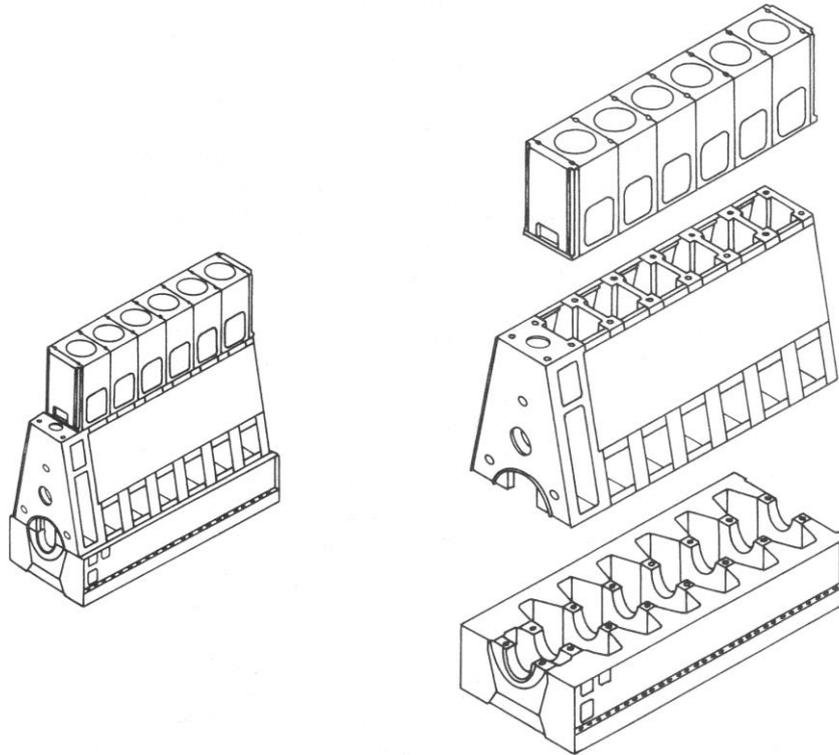


Fig. XII.41 - Basamento, incastellatura e blocco cilindri di un motore diesel a due tempi.

Nei motori a quattro tempi la struttura è infatti più compatta e soprattutto meno sviluppata in altezza dato il valore minore del rapporto C/D . Confrontando la struttura di un motore a due tempi, Fig. XII.41, costituita da basamento, incastellatura e blocco cilindri, con quella di un motore a quattro tempi si osserva che in questi ultimi manca praticamente l'incastellatura e i blocchi cilindro sono montati direttamente sul basamento.

L'impiego diffuso si è avuto nel secondo dopoguerra su navi da carico veloci e a bassa immersione, quindi dotate di eliche di diametro relativamente piccolo e velocità di rotazione relativamente elevate, compatibili in vari casi con i motori medium speed (da ricordare anche diverse applicazioni su navi passeggeri, dai famosi transatlantici gemelli Saturnia e Vulcania, realizzati a Monfalcone negli anni '20).

Lo sviluppo ha avuto gli obiettivi di poter utilizzare combustibili scadenti con bassi consumi e elevata affidabilità. Le tabelle XII.6 e XII.7 illustrano le prestazioni raggiunta da tali motori e lo sviluppo registrato negli ultimi decenni a cavallo tra lo scorso e il nuovo secolo.

Dal punto di vista dell'architettura, i moderni motori a quattro tempi hanno un singolo iniettore e quattro valvole per cilindro. La distribuzione è del tipo ad aste e bilancieri. I cilindri possono essere disposti in linea oppure a V (architettura, quest'ultima, non applicabile ai motori a due tempi per evidenti motivi strutturali). Il manovellismo è a stantuffo tuffante e non a testa croce, data il valore ridotto del rapporto C/D .

Tab. XII.6 - Parametri geometrici e di funzionamento di tre motori diesel a quattro tempi *medium speed* commercializzati nell'anno 2006 e confronto con uno analogo di venti anni prima.

Il motore *Wartsila 64*, nella versione con dodici cilindri a V, eroga 23.280 kW; il più elevato numero di cilindri si ha con il motore *MAN B&W 20V40/50* munito di venti cilindri disposti a V.

MOTORE	MAN B&W 9L 58/64	MAN B&W 18 V 48/60B	WARTSILA 9L 64	MaK M43C
Anno	1985	2006	2006	2006
n. cilindri	9 in linea	18 a V	9 in linea	9 in linea
C [mm]	640	600	900	610
D [mm]	580	480	640	430
C/D	1,10	1,25	1,40	1,42
n [giri/min]	428	514	333,3	514
v _m [m/s]	9,13	10,28	10,00	10,45
p _{me} [bar]	23	25,8	25	26,4
P [kW]	12.510	21.600	18.090	9.000
P/cil [kW]	1.390	1.200	2.010	1.000
p _{max} [bar]	-	200	-	208
c _s [g/kWh]	177	176	175	177
c _{olio} [g/kWh]	0,8	0,8		0,6
Massa [t]	213	265	320	-
M/P [kg/kW]	17	12	17	-

Tab. XII.7 - Parametri geometrici e di funzionamento di alcuni motori diesel a quattro tempi *high speed* commercializzati nell'anno 2006.

MOTORE	RK 270	RK 280	MTU1163	MTU8000	CAT3600	PA6BSTC
C [mm]	305	330	280	315	300	330
D [mm]	270	280	230	265	280	280
n [giri/min]	1.032	1.000	1.300	1.150	1.100	1.084
v _m [m/s]	10,5	11,0	12,1	12,0	11,0	11,9
p _{me} [bar]	25,1	26,6	29,3	24,6	24,7	24,2
P/cil [kW]	377	450	370	410	418	446
n. max cil	20	20	20	20	18	20
P [kW]	7.540	9.000	7.400	8.200	7.524	8.920
M/P [kg/kW]	4,4	5,1	3,2	5,3	5,0	-
c _s [g/kWh]	240	<190	212	195	203	-

I motori a quattro tempi attuali

Come già detto parlando dei motori a due tempi, lo stato attuale di sviluppo dei motori a quattro tempi è legato soprattutto alla limitazione delle emissioni inquinanti a seguito dell'emanazione di normative specifiche sempre più stringenti, associata all'adozione di sistemi di controllo motore sempre più flessibili e sofisticati.

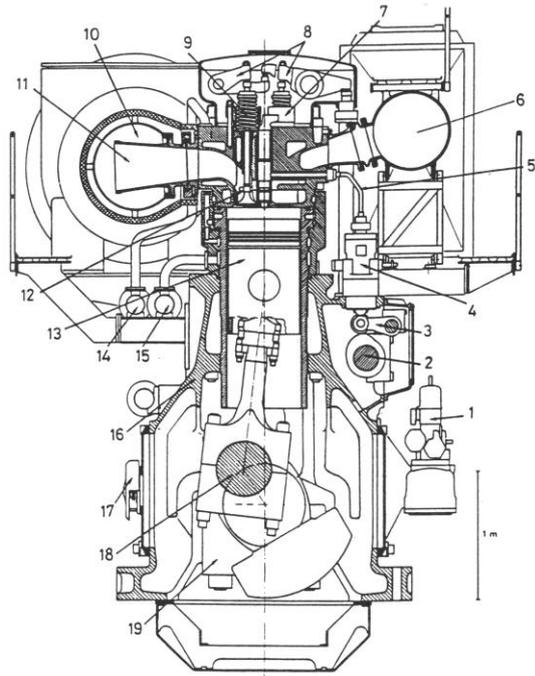
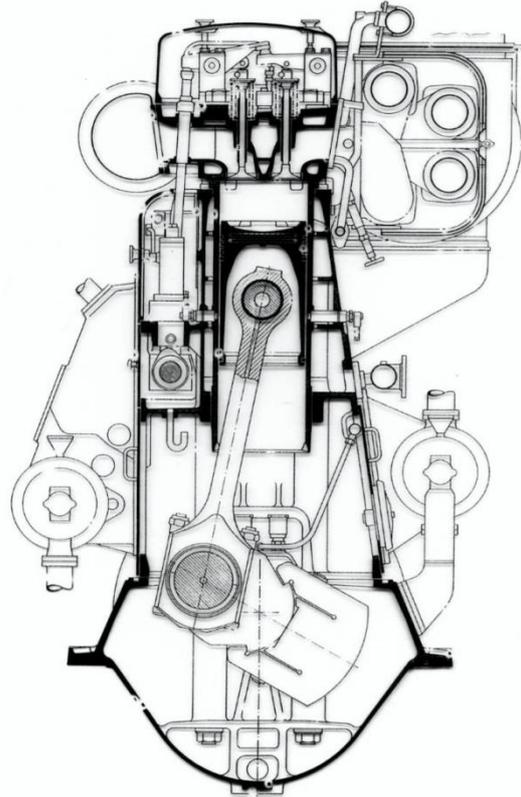
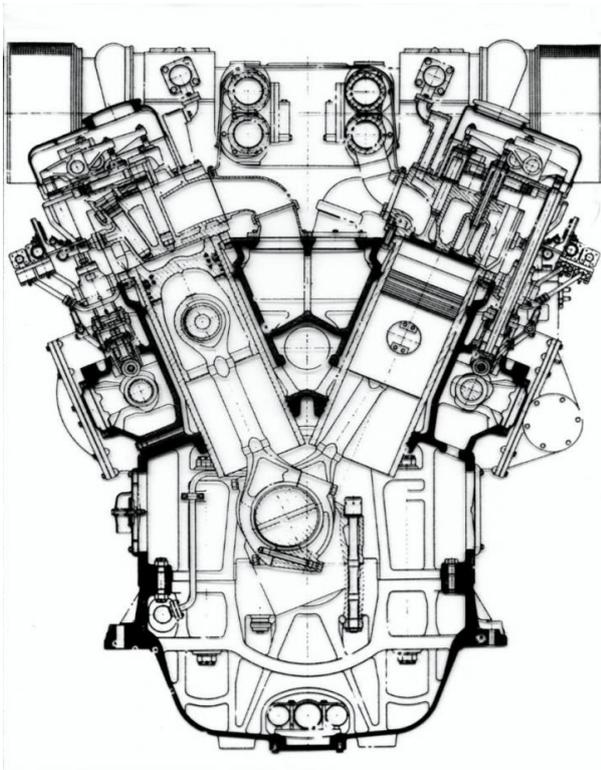


Fig. XII.47 - Sezione trasversale del motore diesel a quattro tempi MAN B&W L58/64.
 1. Gruppo controllo motore; 2. Albero a camme; 3. Levetta di regolazione; 4. Pompa iniezione combustibile; 5. Tubazione alta pressione di adduzione combustibile all'iniettori; 6. Collettore aria di alimentazione; 7. Valvola di aspirazione; 8. Bilancieri; 9. Valvola di scarico; 10. Collettore gas di scarico a pressione costante; 11. Venturi; 12. Alette per consentire la rotazione della valvola di scarico; 13. Pistone a struttura mista; 14. Uscia acqua di raffreddamento; 15. Ingresso acqua di raffreddamento; 16. Blocco cilindri; 17. Porta di sicurezza contro le esplosioni; 18. Albero a manovelle; 19. Cuscino principale.



Sezioni di motori a quattro tempi medium speed con cilindri in linea



Sezione di un motore 4T medium speed con cilindri a V

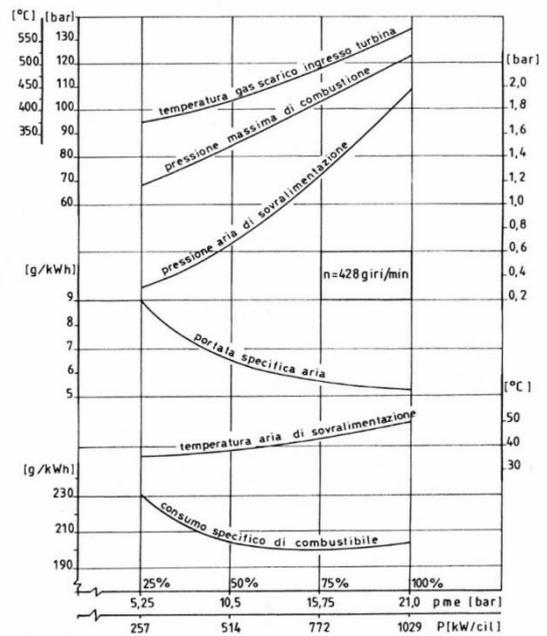


Fig. VII.10 - Principali caratteristiche di funzionamento rilevate al banco prova di un motore diesel sovralimentato a quattro tempi della potenza di 1.000 kW/cilindro a 428 giri/min.

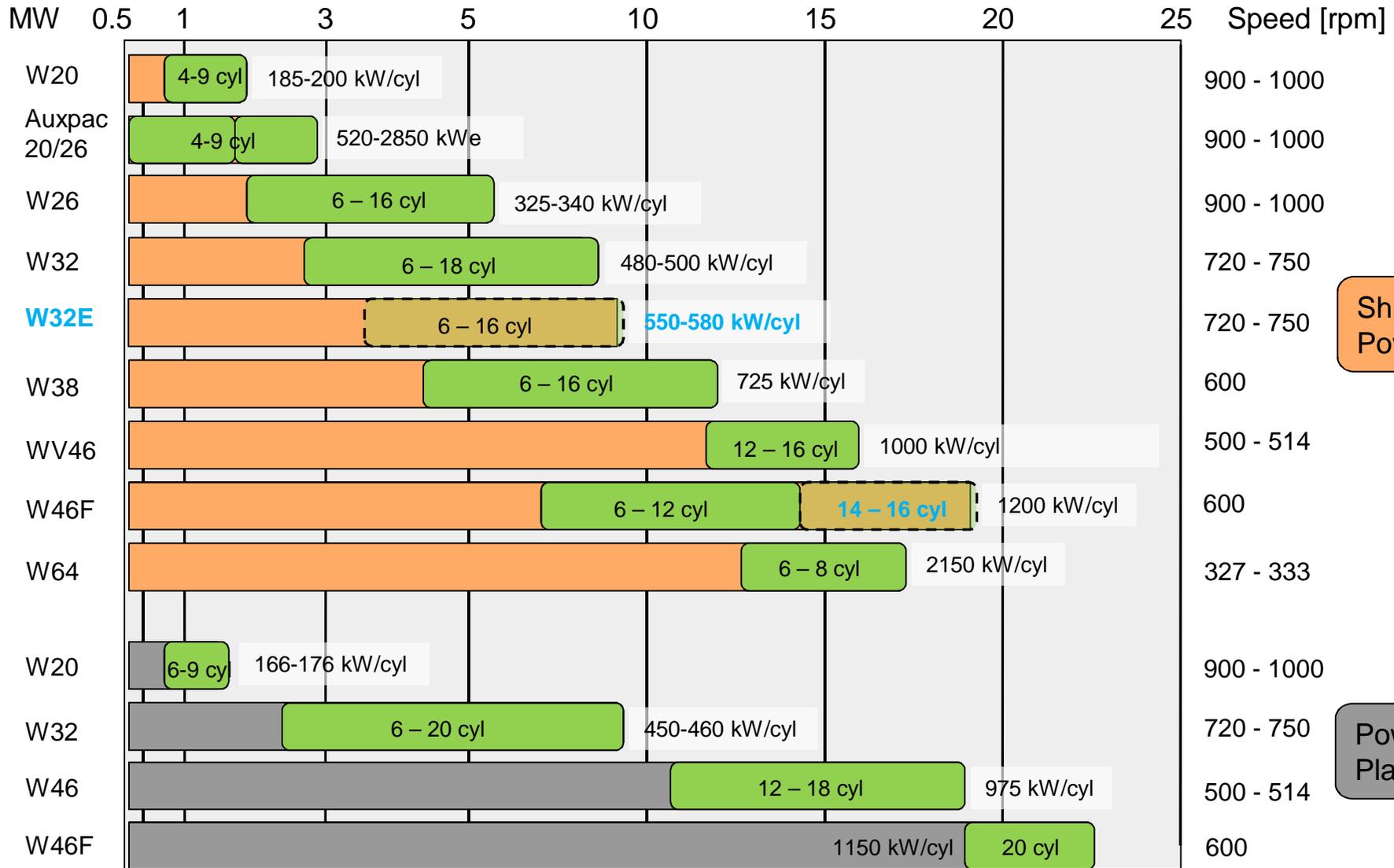
Curve caratteristiche a velocità costante e carico variabile di un motore 4T medium speed

content

- **General 4-Stroke portfolio data**
- Engines design – Main technologies

4s portfolio: output/speed

Diesel products



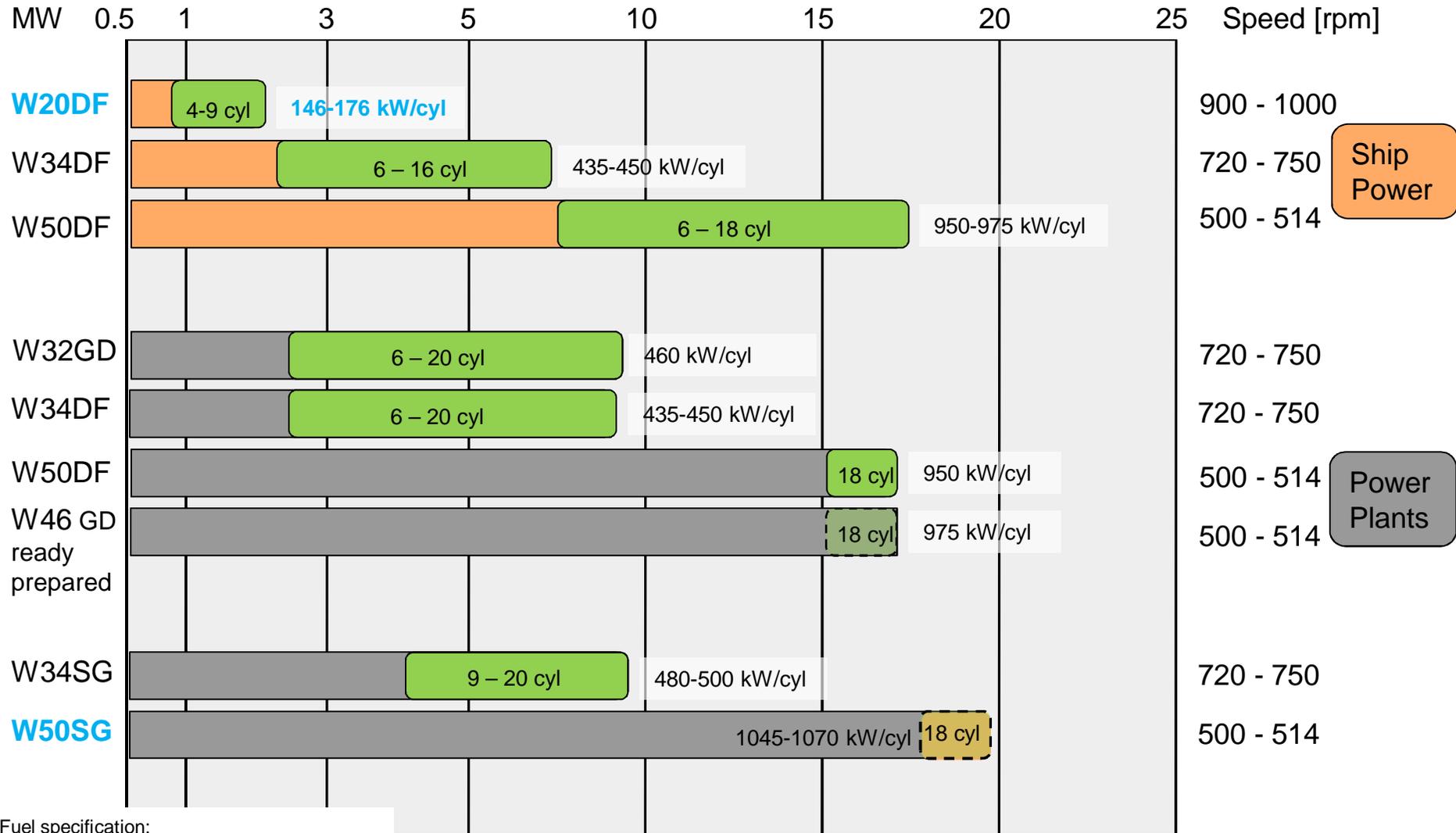
Fuel specification:
 Fuel oil..... 700 cSt/50 °C
 7200 sR1/100 °F
 ISO 8217, category ISO-F-DMX,
 DMA and DMB

Available
 New products

Applications: mechanical drive (FPP, CPP), gensets
 (60 – 50 Hz)
 Common Rail available on W20, W32, W46

4s portfolio: output/speed

Dual Fuel and gas products



Fuel specification:
 Fuel oil..... 700 cSt/50 °C
 7200 sR1/100 °F
 ISO 8217, category ISO-F-DMX,
 DMA and DMB
 Natural gas
 Methane number: 80
 LHV: min. 24 MJ/Nm³, 5.5 bar

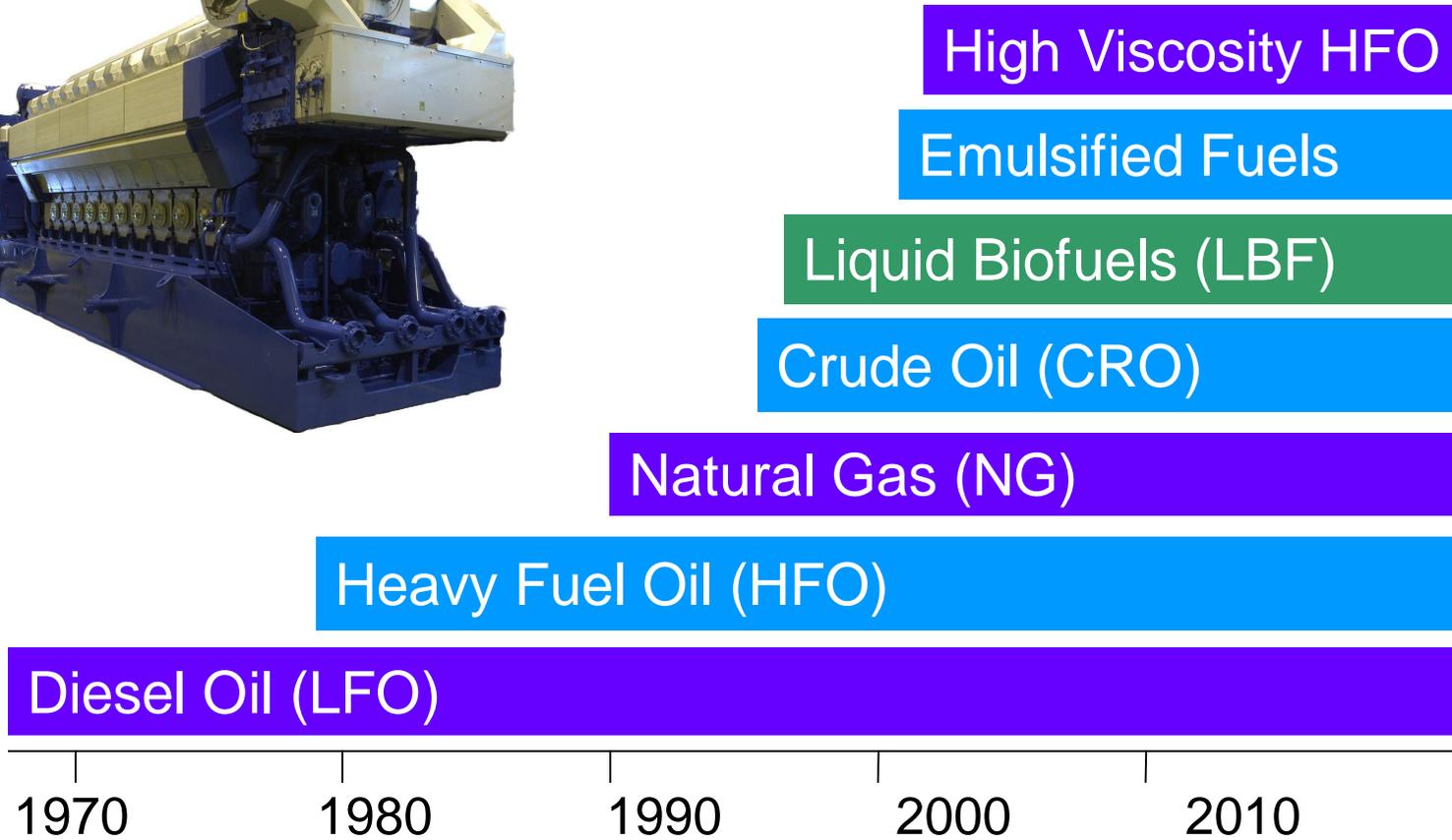
Available
 New deliveries

Applications: mechanical drive (FPP, CPP), gensets
 (60 – 50 Hz)

GD: Gas Diesel DF: Dual Fuel
 SG: Spark Gas

WÄRTSILÄ

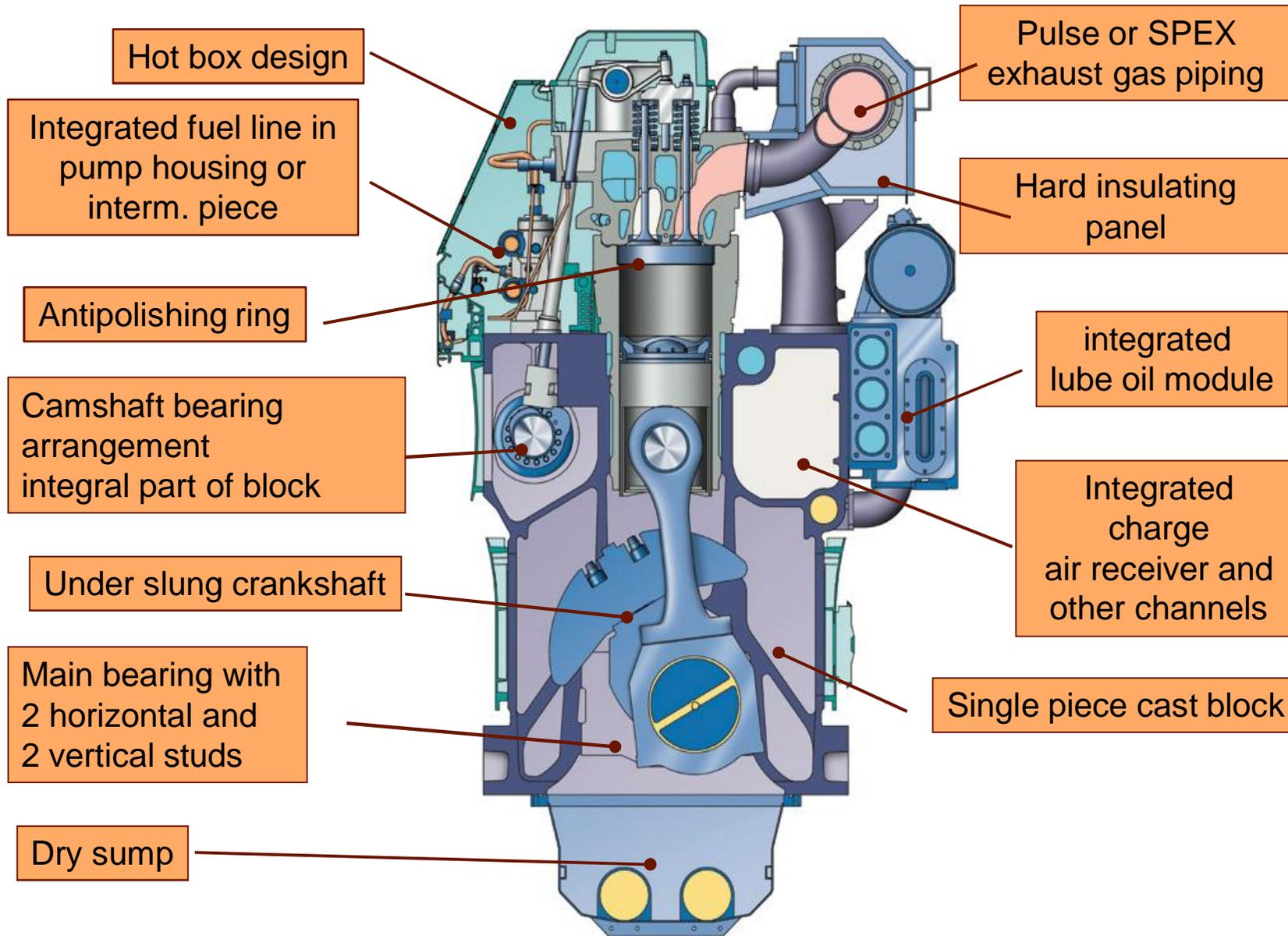
Wärtsilä fuel versatility



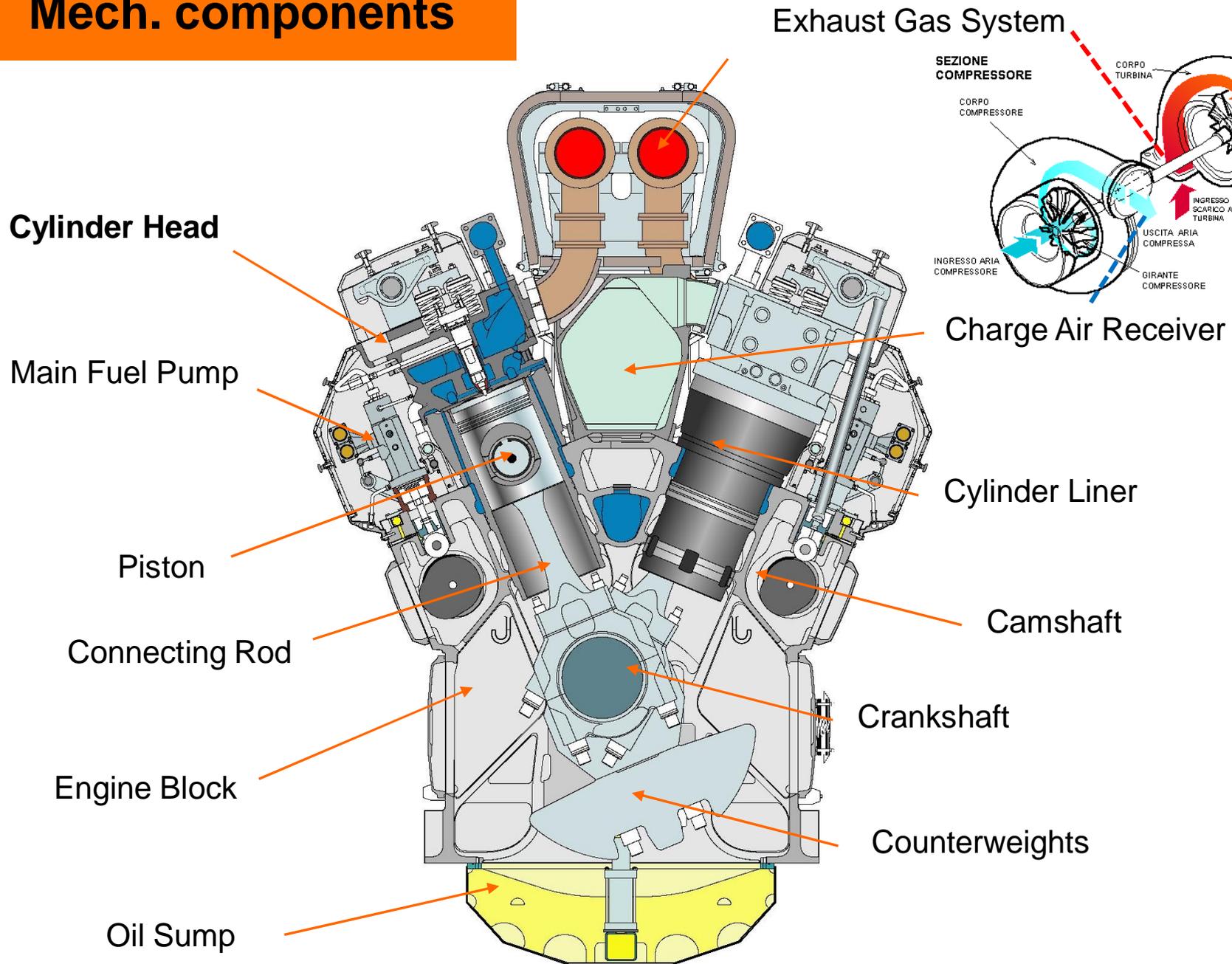
content

- General 4-Stroke portfolio
- Engines design – Main technologies/systems

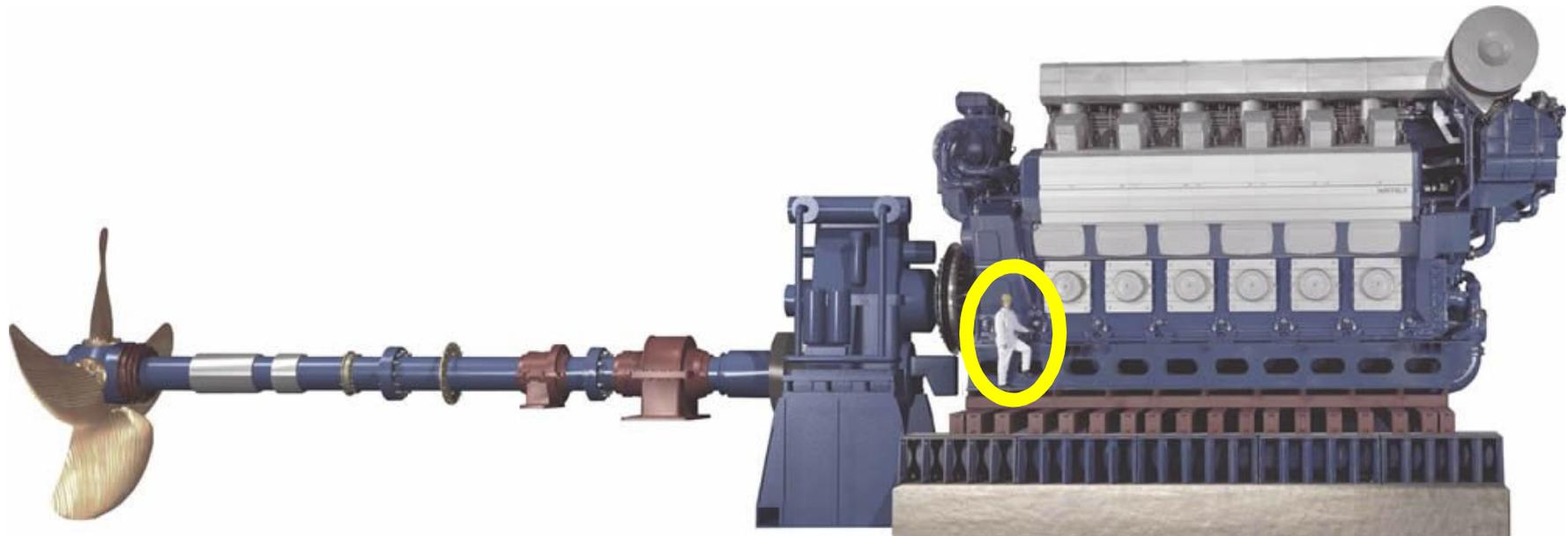
Basic Engine structure



Mech. components



Dimensions



WÄRTSILÄ

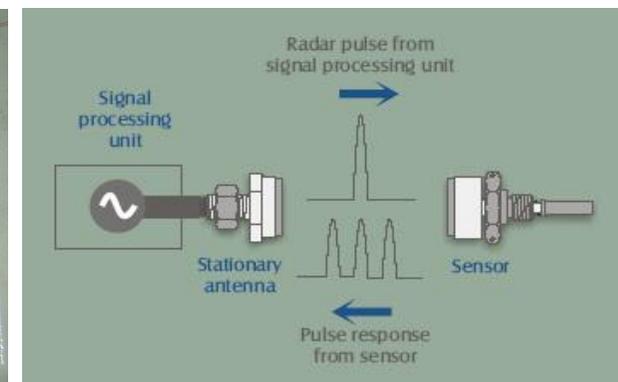
Crankshaft, big end bearing monitoring system



- Forged in one piece
 - Crankshafts on W46F and W64 is split into a one-forged shaft including all webs and an extension piece, connected by “one-piece” drive gear wheel

- Clean steel technology to guarantee superior material properties
- Big End bearing temp. monitoring system on some engines
- Power take-off in both ends of the crankshaft

- Big End Bearing temperature monitoring
 - Sensor on crankpin or big end bearing housing
 - Possible to have on W32E, W46F, W50DF engines



Crankcase protection sensors

Crankcase volume is monitored and protected by means of:

- Temperature sensors for main bearings ●
- Temperature sensors for cylinder liners ●
- Temperature sensors for big end bearings (*) ●
- Oil mist detector ●

Crankcase volume protected by OMD

OMD sampling point

Crankcase volume protected by temperature sensors (see temperature sampling points)

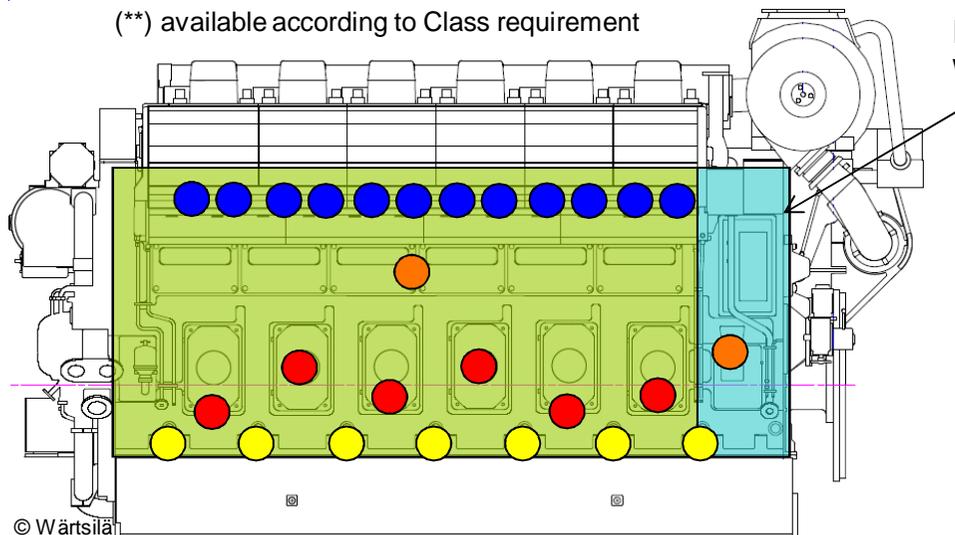
Big end bearing temperature sampling point

Main bearing temperature sampling point (**)

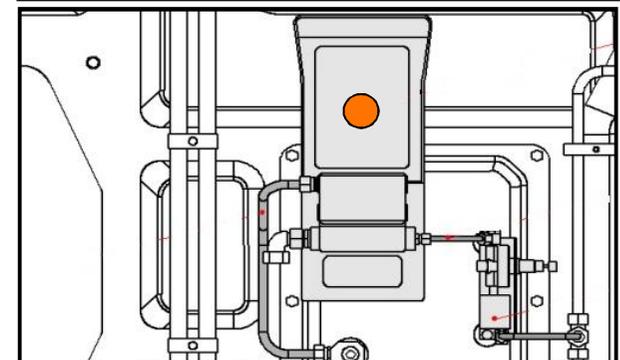
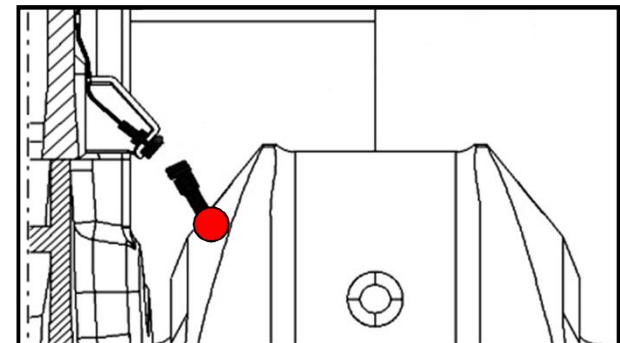
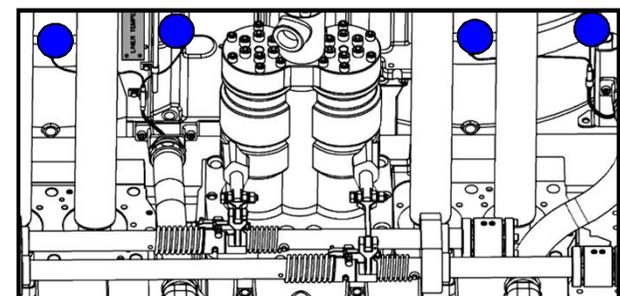
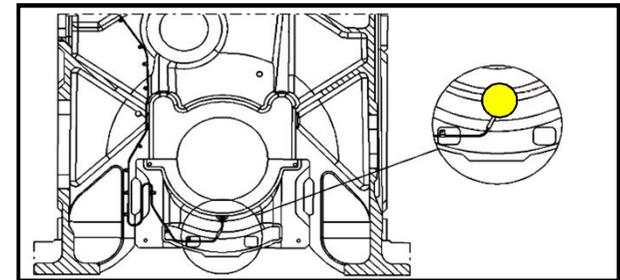
Cylinder liner temperature sampling point

(**) available according to Class requirement

In case of W46F



(*) possible to have on W32E, W46F, W50DF

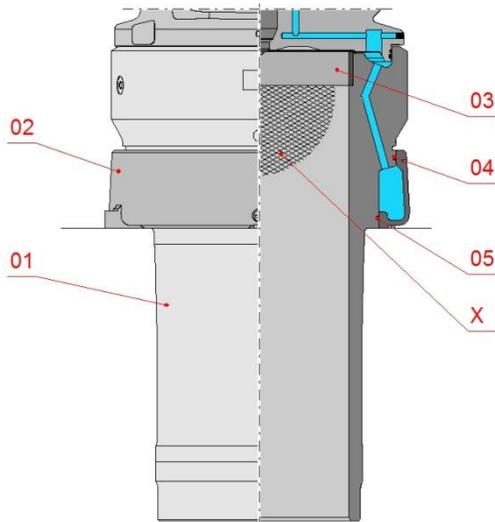


Cylinder Liner and anti-polishing ring

- Centrifugal casting with high strength and good wear resistance
Tangential water flow or bore cooled → optimum wall temperatures
High collar technology → good cylinder head gasket tightness
- Antipolishing ring → removes deposits from the piston top land, no bore polishing, stable lube oil consumption and low wear of the liner

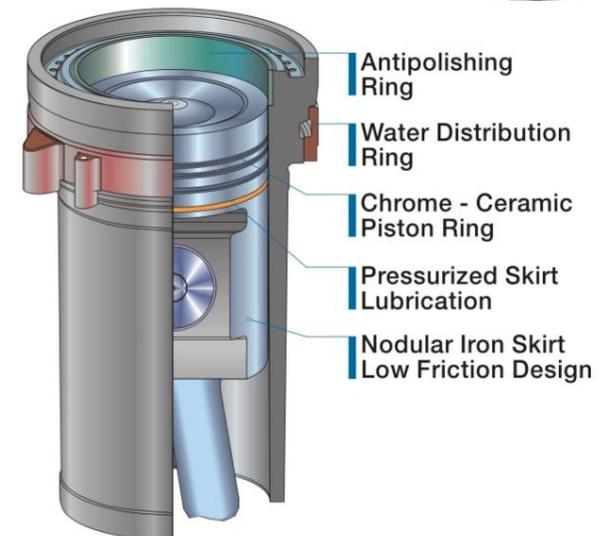
“Dry liner design” (W32, 46F, W64)

Lower part of the liner is completely dry thanks to the water distribution ring technology → easier for maintenance of bigger engines



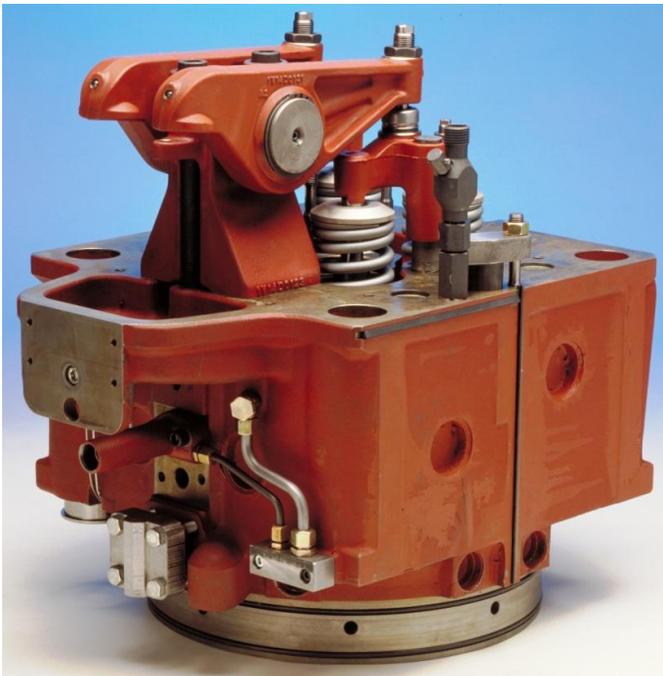
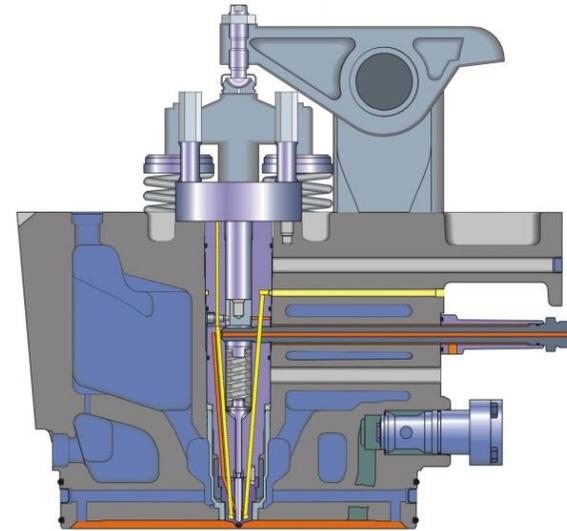
Components

- 01 Cylinder liner
- 02 Water jacket (distribution ring)
- 03 Antipolishing ring
- 04 O-ring
- 05 O-ring
- X Honing marks

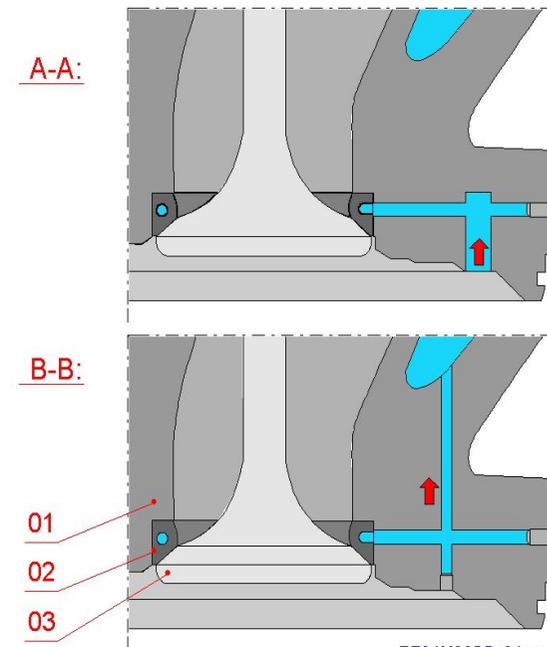
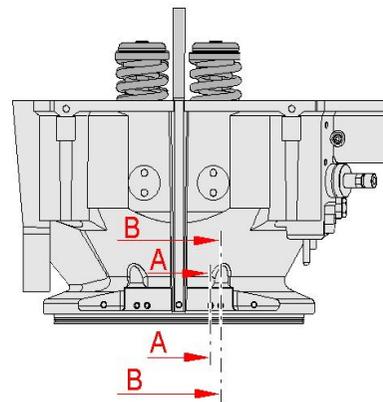


Cylinder head

- Rigid box design for even contact pressure
- Four fixing bolts for easy maintenance
- Bore-cooled flame plate for optimum temperature distribution and long cylinder head lifetime
- Water cooled exhaust valve seat rings
- Valve rotators on both exhaust and inlet valves



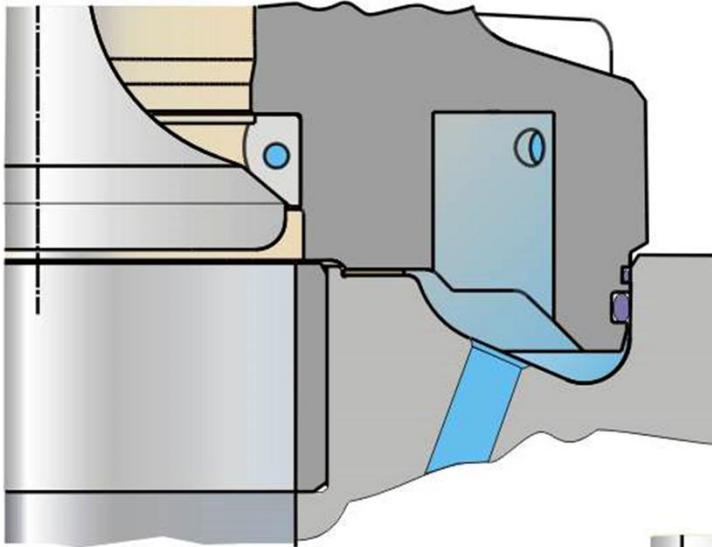
W32 cylinder head



FF01X0025_01en

WÄRTSILÄ

Exhaust seat rings

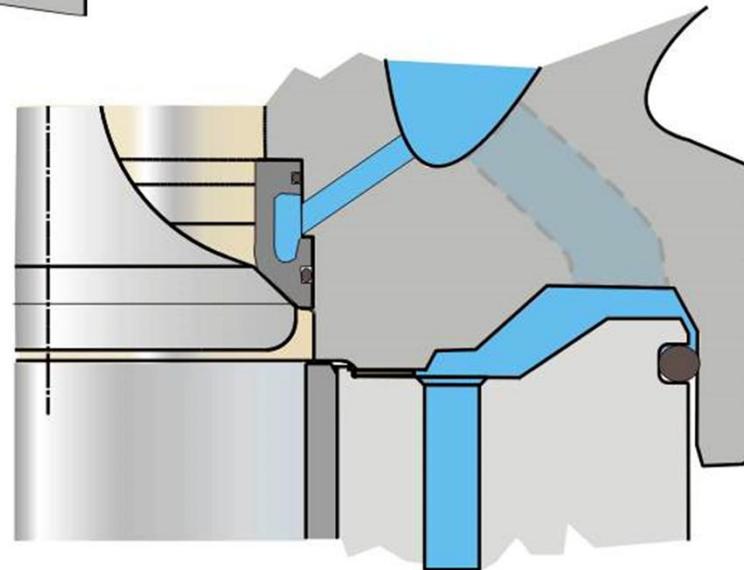


Open type seat ring

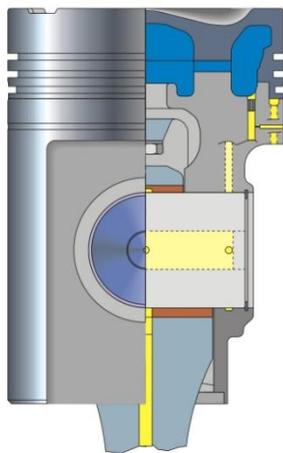
W20, W26, W32, W34DF/SG, W38

Close type seat ring

W46F, W50DF, W64



Piston and rings



- Composite (skirt + crown) low-friction piston
- The design assures efficient cooling and high rigidity
- Low friction by skirt lubrication
- Well distributed oil film eliminates the risk of ring scuffing
- Tilting movements damped by the oil film
- Cleaner rings and grooves

Piston rings

1st compression ring

- ❖ - Lapped asymmetrical barrel profile
- ❖ - Chromium ceramic coated running surface *More scuffing resistance than pure Cr*
- ❖ - Chromium coating on top and bottom sides



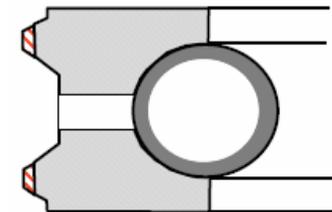
2nd compression ring

- ❖ - Lapped asymmetrical barrel profile
- ❖ - Chromium ceramic coated running surface (to avoid scuffing)
- ❖ - In smaller engines normal chromium



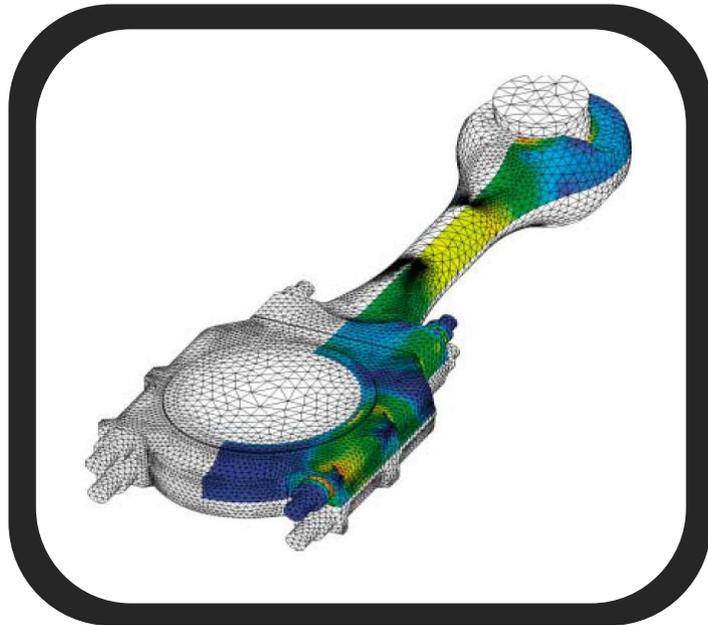
Oil control ring

- ❖ - Chromium coated running surface, profile ground
- ❖ - Spring loaded



Connecting rod

- Two or Three-piece marine type design
 - W20, W26 has two piece design
 - Remaining has 3 piece design
- Fully machined shank (in case of 3-pcs)
- Hydraulically tightened bolts
- Strength- and weight-optimized
- Easy maintenance



•W46F conrod

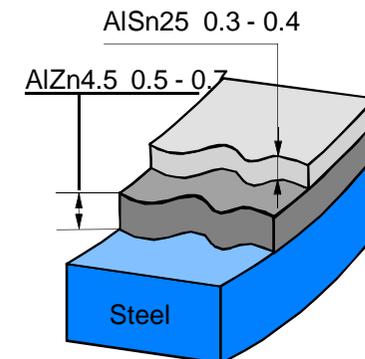
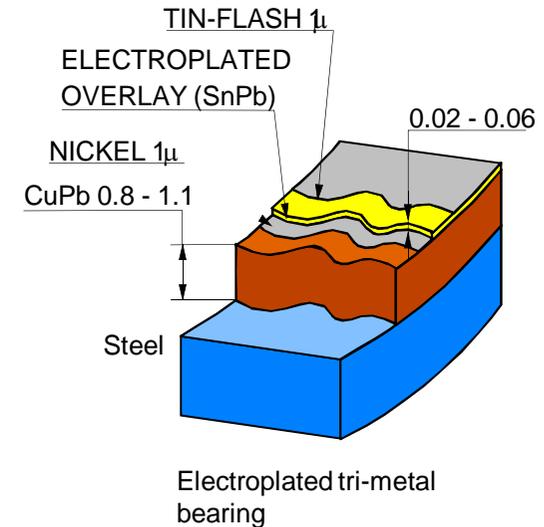


•W20 conrod

Main and big end bearings

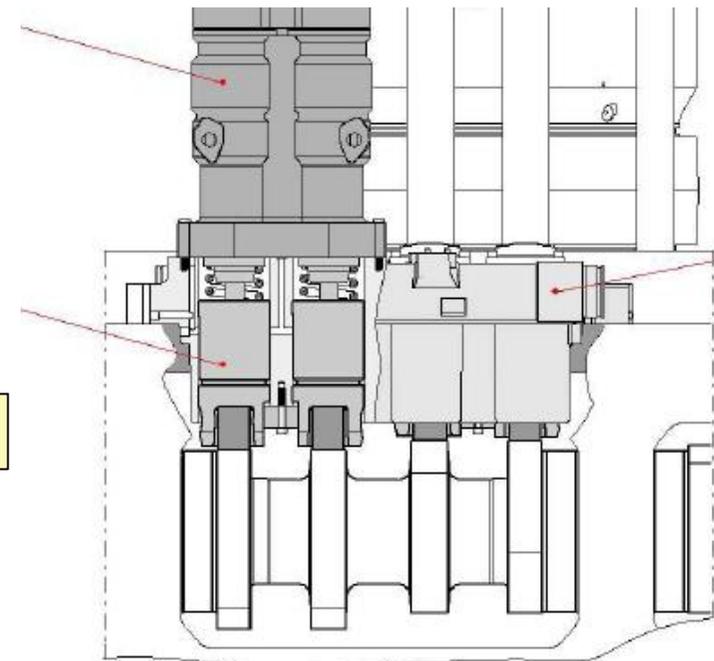
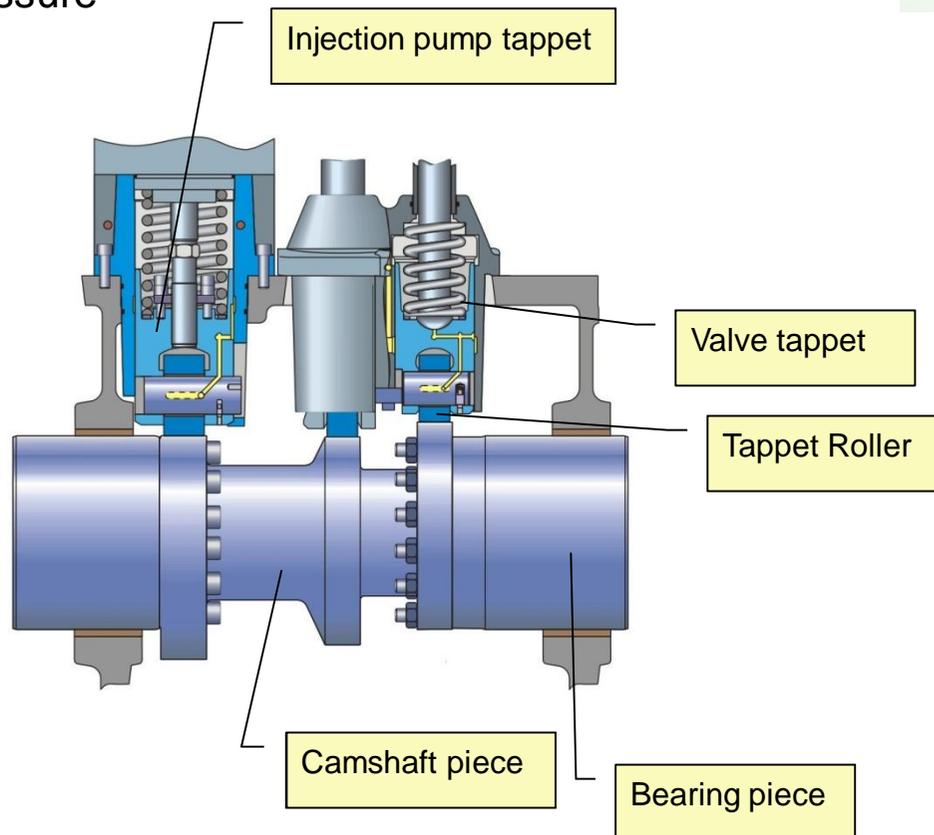
Bearings technologies

- Tri-metal type with steel back, lead bronze (CuPb) lining, a Nickel intermediate layer and electroplated corrosion resistant overlay (SnPb)
- Bi-metal type with steel back, AlZn lining and a soft and thick running layer (AlSn25)
 - General properties
 - Ample oil film thickness
 - Corrosion resistance bearings
 - High rigidity during gas & mass forces
 - Optimisation of the grooves dimension and positioning



camshaft

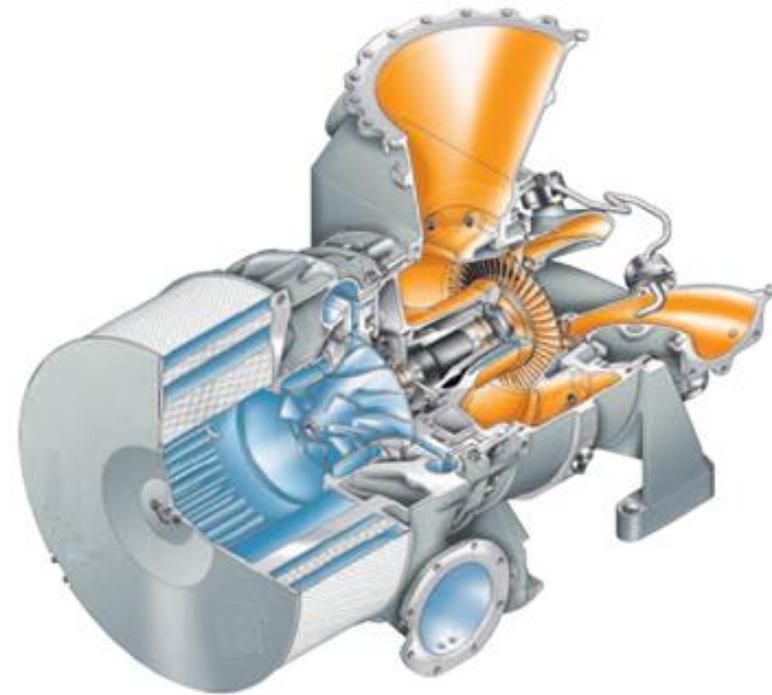
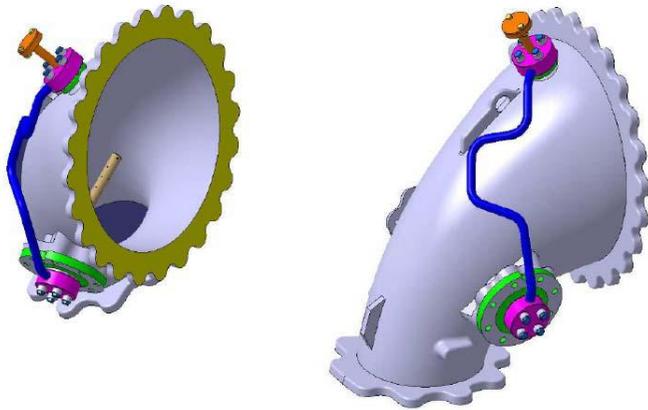
- Uniform one-cylinder camshaft pieces for the complete engine range
- Easy maintenance
- Valve follower of roller-tappet type for good load distribution and low friction
- Cam/roller optimized for even contact pressure



"Four lobes" cam for Twin Pump system (W46F, 64)

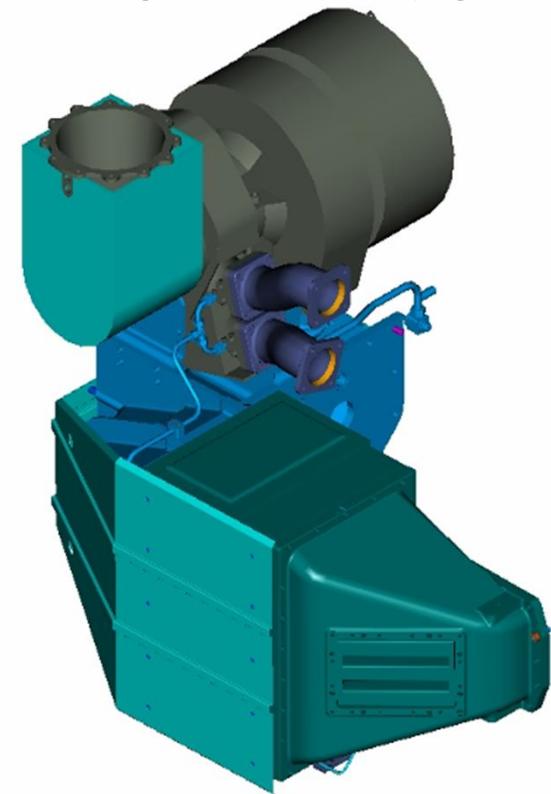
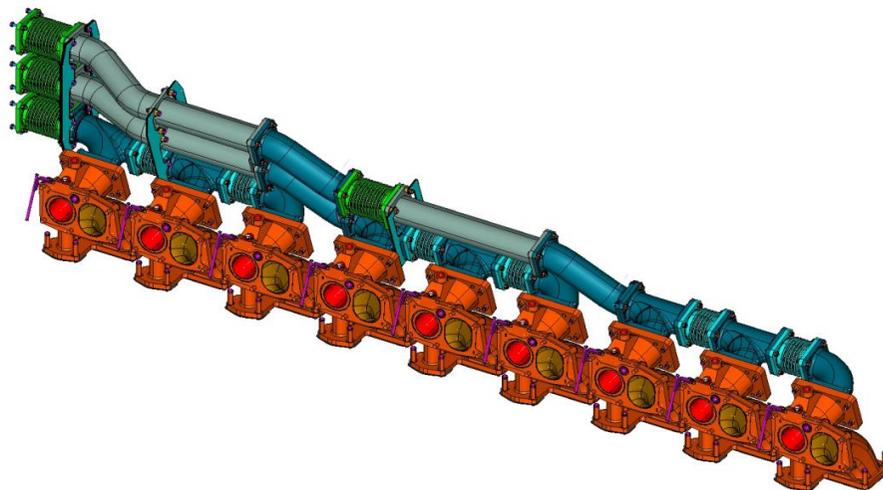
Exhaust gas and charge air system (1)

- ❑ Latest turbocharger technology: higher pressure chargers for further improvement of IMO Tier II set-up
- ❑ Increased thermal efficiency
- ❑ No water cooling
- ❑ Engine oil lubrication
- ❑ Cleaning device for compressor and turbine



Exhaust gas and charge air system (2)

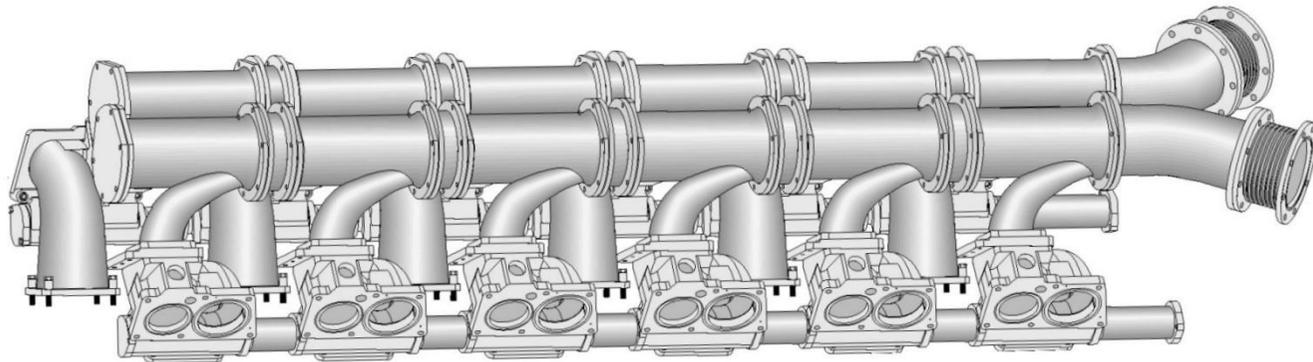
- System used on smaller engines (W20, L and 12V26)
- "3- pulse" system can be used on engines with cylinder number multiple of 3 (6L, 9L and 12V)
- "2-pulse" system can be used on engines with a cylinder number multiple of 4 (8L)
- Small volume piping system leading to highly dynamic loading of turbine by gas pulses
- NO Exhaust Waste Gate or By-Pass
- Optimal for part load behaviour and load response



Exhaust gas and charge air system (3)

SPEX exhaust manifold (SPEX = Single Pulse Exhaust system)

- Combined with Exhaust Waste Gate and Air By-pass, SPEX leads to a compromise of the advantages of pulse (part and transient load) and constant pressure charging (higher and steady-state loads)
- Optimized for all cylinder configurations and installation types
- Mainly on bigger engines (W32, 38, 46, 64), generally with Exhaust Waste Gate and By-Pass



Exhaust gas and charge air system (4)

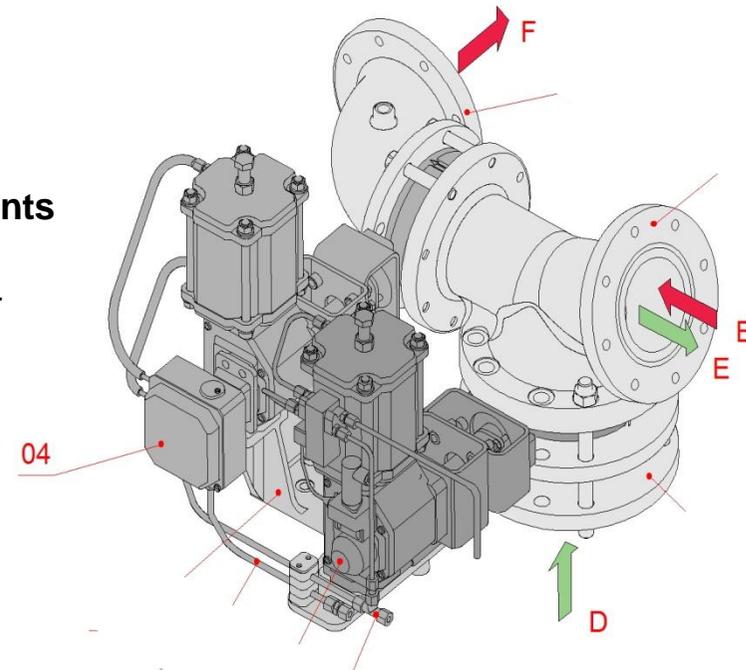
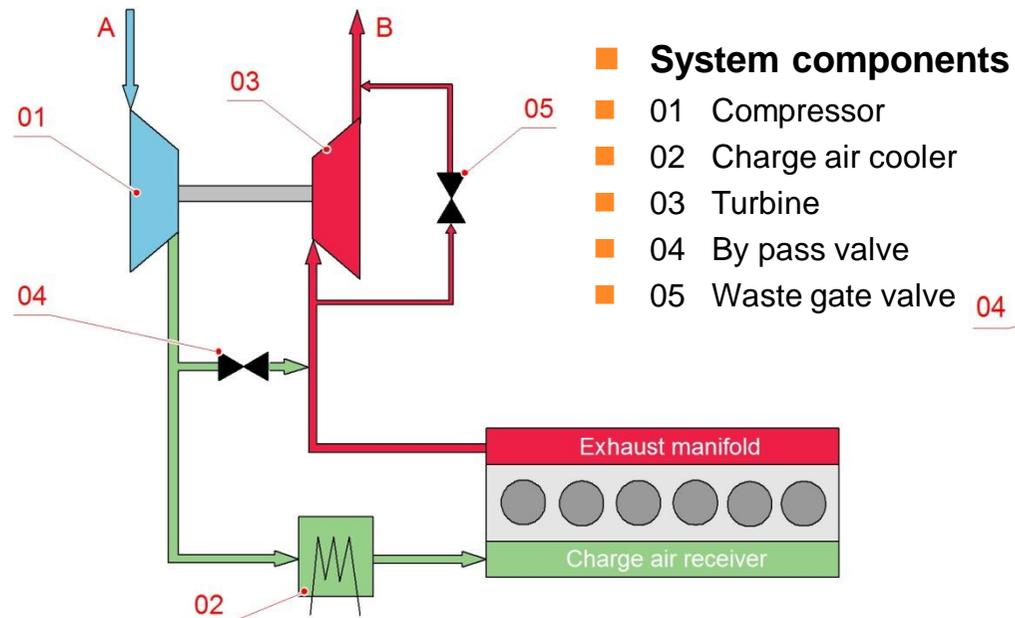
Waste gate and by pass system (for SPEX)

The waste gate valve limits the exhaust gas flow to the turbocharger turbine. Reducing the charge air pressure and firing pressure to suitable level

The by pass valve is used on variable speed engines to ensure the needed margin against surging at part load, by supplying compressed air to the turbine inlet to increase the turbocharger speed. The by pass valve is controlled by the engine speed and load.

Connections

- B Exhaust gas from turbine inlet
- D Charge air from air inlet box
- E Charge air to turbine inlet
- F Exhaust to turbine outlet



FF06X0007_01en

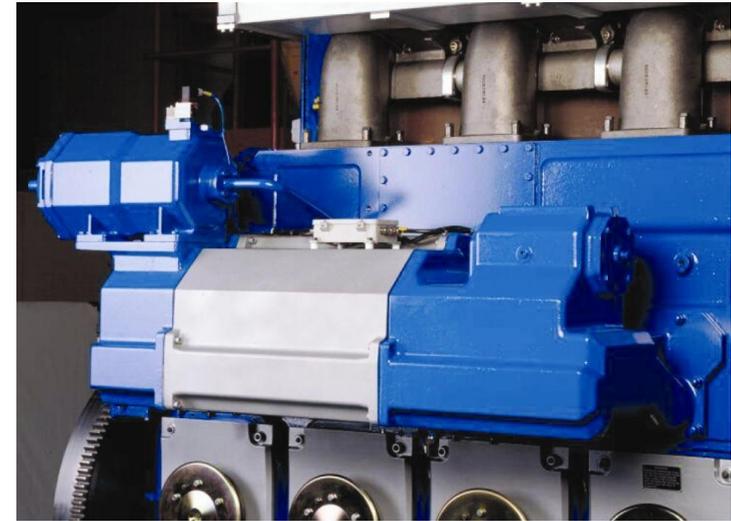
FS06X0005_01en

Lubricating oil system

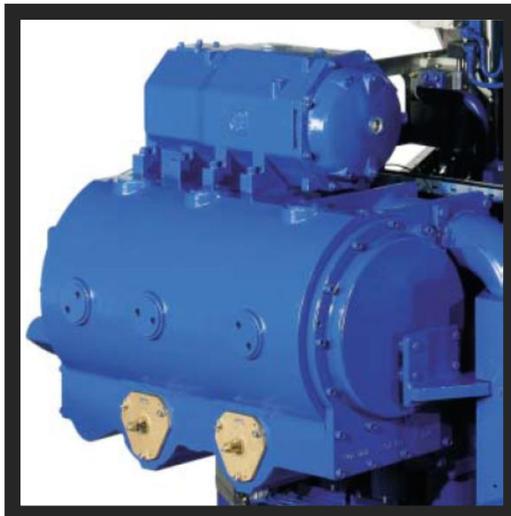
Built-on Auxiliaries

- Main Lub oil pump (engine driven)
- Prelubricating oil pump (on W20, 26, 32)
- Automatic lubricating oil filter
- Lub oil Cooler
- Lub Oil Thermostatic valve
- Centrifugal filter (to check lub oil quality)

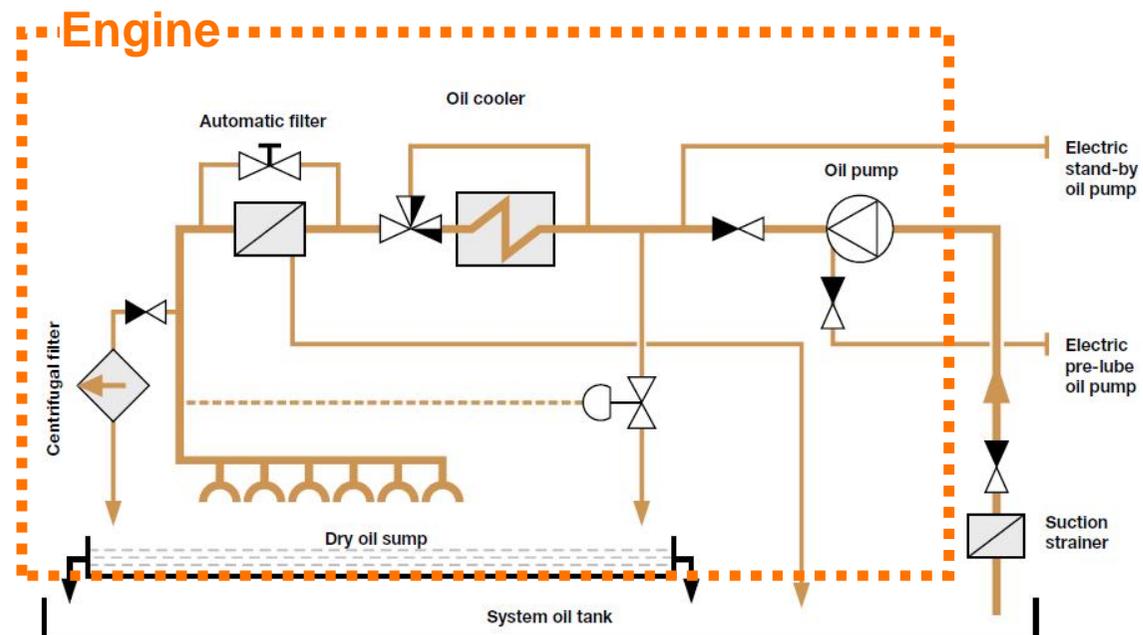
Lub oil module, in some cases including also the LT water thermostatic valve



•Lube oil module on W34SG

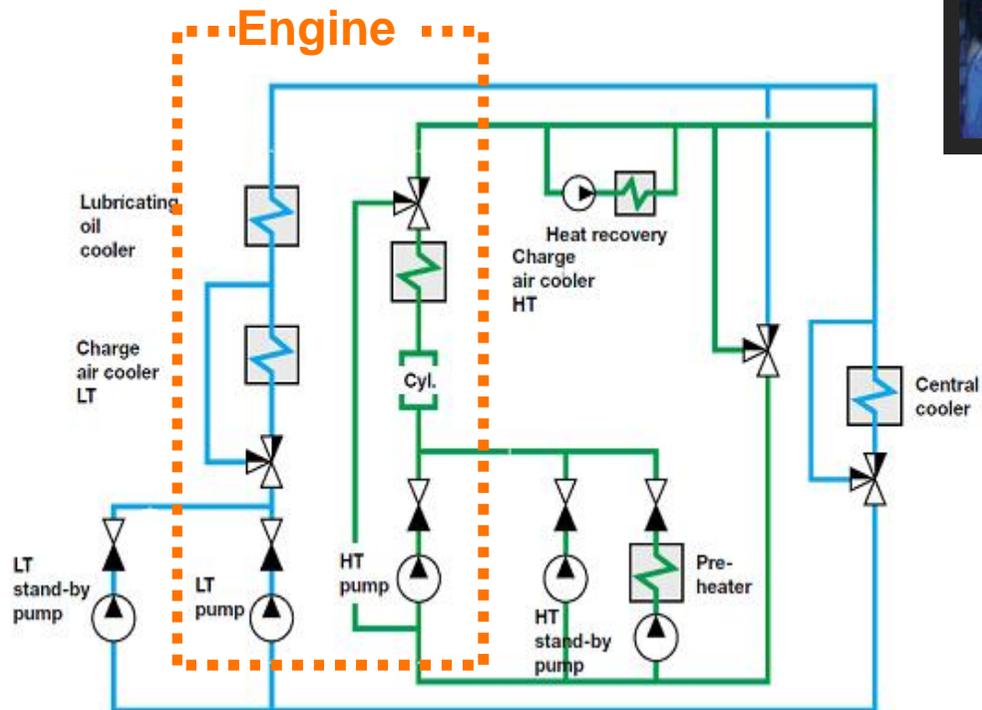
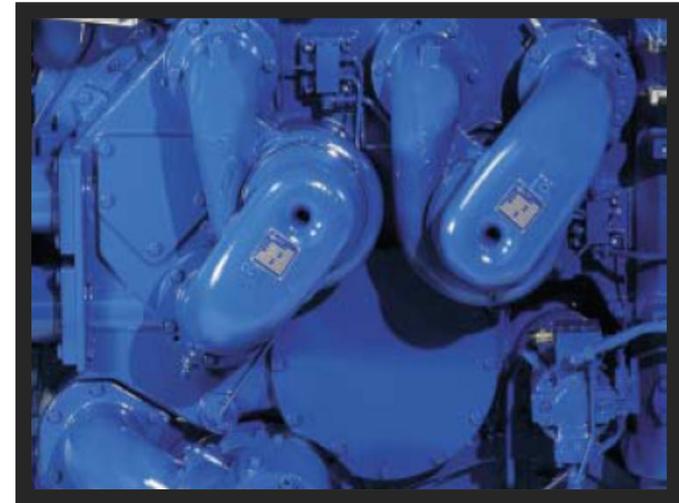


•Lube oil module on W46F

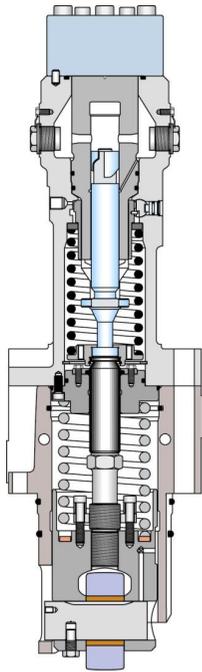


Cooling water system

- Jacket water at a constant high temperature level
- High and Low water temperature circuits
- Engine driven pumps (can be off)
- Thermostatic valves built-on engine
- Single-stage charge air cooler on L20 and 26
- 2-stage charge air cooler on the bigger engines



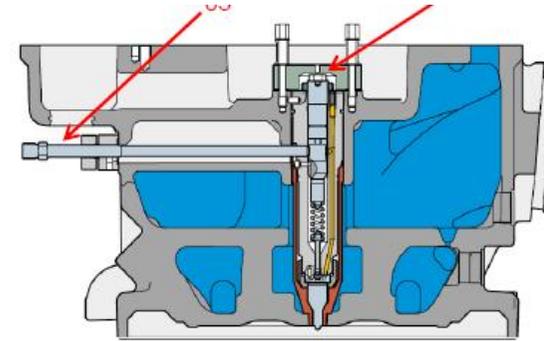
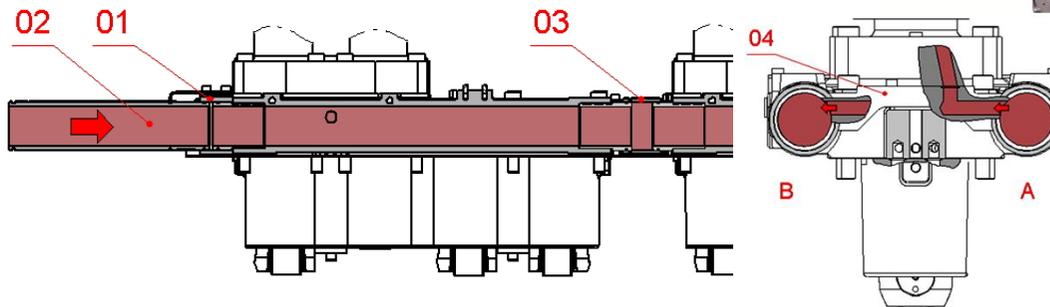
Fuel injection system



HP Fuel pump

- Mono element type
- Fuel lubrication of element
- Constant pressure relief valve
- Integrated stop cylinder
- Pre-calibrated

Twin plunger pump on W46F and W64



Injector and HP pipes

- Oil-cooled versions depending on fuel (HFO) and engine type
- Double-walled high pressure pipes

Low pressure pipes

- Integrated in pump body or intermediate piece
- Stiff structure and easy access to pumps



New coming products – W32E

New cylinder head & equipments with commonality to gas engines

Upgraded conventional fuel injection system

Developed starting air system

Valve timing adjustments

Reinforced crankshaft

New more efficient chargers

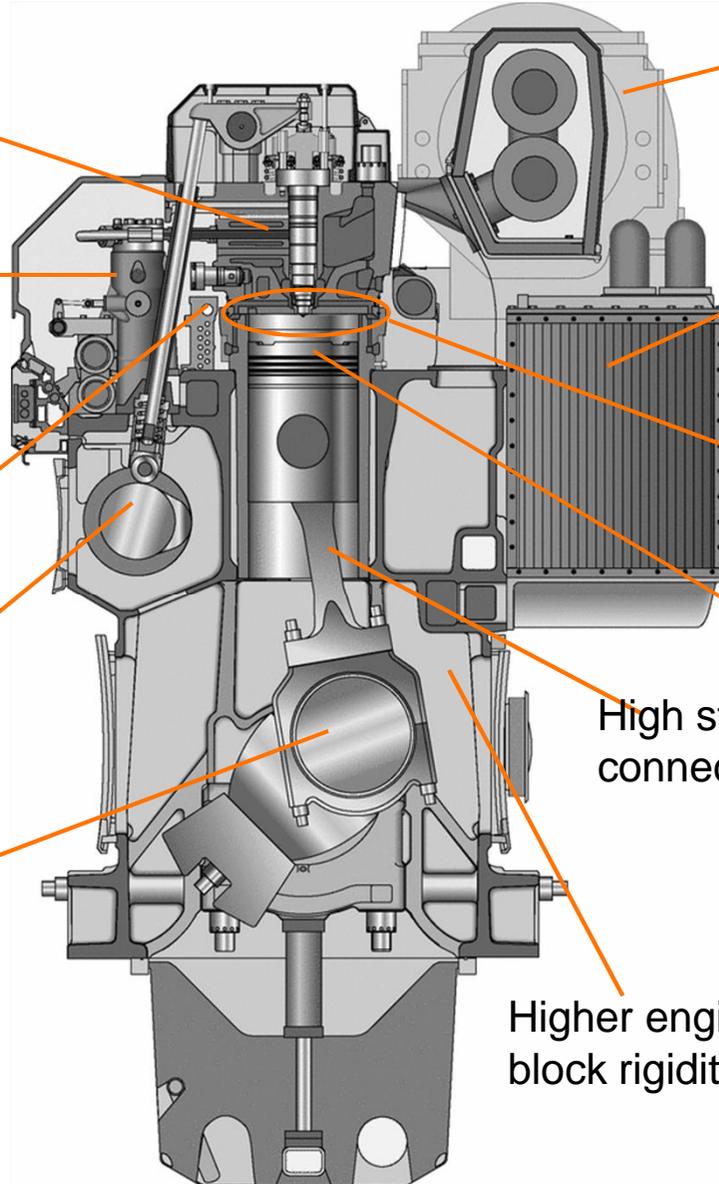
New charge air system

Increased max firing P

High strength pistons

High strength connecting rod

Higher engine block rigidity

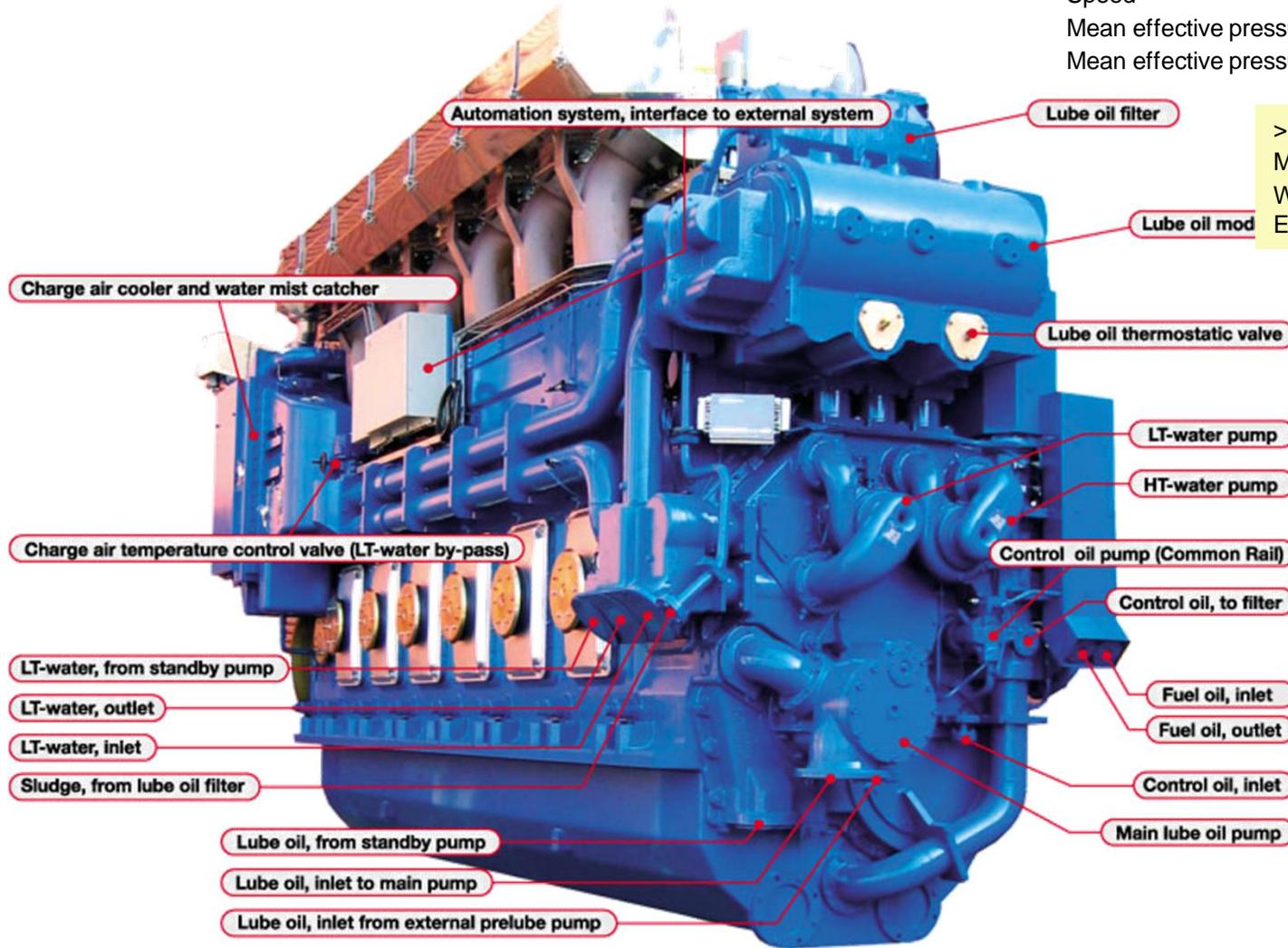


W32E

- 16% higher output than current engine (550/580 kW/cyl @60/50 Hz-mech. drive)
- First deliveries this year

W46F: main features

Cylinder output (Ship Power)	1200 kW/cyl
Available configurations (Ship Power)	6L,7L,8L,9L, 12V,14V,16V
Cylinder output (Power Plants)	1150 kW/cyl
Available configurations (Power Plants)	20V
Total output	7200 - 23000 kW
Piston bore/stroke	460/580 mm
Speed	600 rpm
Mean effective pressure (Ship Power)	24.9 bar
Mean effective pressure (Power Plants)	23.9 bar



>230.000 cumulated rhrs in the field
 Main Customers:
 Wagenborg, Godby shipping, Oriental Express Line



I moderni motori Diesel marini a controllo elettronico

(fonte: R. Della Volpe – Impianti motori per la propulsione navale – Liguori Editore 2007)

La più recente innovazione tecnologica che ancora una volta apre al motore Diesel brillanti prospettive di sviluppo e sulla quale sarà appuntata l'attenzione di progettisti e costruttori per i primi decenni di questo secolo, consiste nell'introduzione dell'elettronica nella gestione e nel controllo del motore.

In effetti, per comprendere i motivi che hanno indotto i progettisti a sperimentare l'introduzione dell'elettronica nella gestione e nel controllo di alcuni sistemi essenziali per il funzionamento del motore Diesel quali, ad esempio, il sistema di alimentazione del combustibile, è opportuno ricordare che la riduzione del costo di esercizio di un motore, obiettivo di interesse primario per Armatori e Costruttori, si ottiene essenzialmente attraverso la riduzione del consumo specifico di combustibile non solo al carico di progetto, ma soprattutto ai carichi parziali ed ai bassi carichi in quanto proprio in tali condizioni di funzionamento si registrano consumi specifici sensibilmente superiori a quelli che si hanno nelle condizioni di progetto.

Per poter ottenere consumi soddisfacenti anche ai carichi parziali è però indispensabile modificare, a seconda del carico del motore, la fasatura del sistema di iniezione del combustibile e la sua velocità di iniezione nonché, con particolare riferimento ai motori a due tempi, gli istanti in cui si apre e si chiude la valvola di scarico unitamente al tempo durante il quale essa deve rimanere aperta.

Quando la pompa di iniezione del combustibile e la valvola di scarico sono azionate meccanicamente da un albero a camme, le modificazioni di cui si è detto possono aver luogo solo in un campo piuttosto ristretto per cui il problema della riduzione dei consumi ai carichi parziali non viene risolto in maniera soddisfacente, contrariamente a quanto si verifica quando gli azionamenti della pompa del combustibile e della valvola di scarico vengono effettuati mediante un sistema elettronico, la cui elevatissima flessibilità non è neanche confrontabile con quella di un sistema meccanico, condizionato quest'ultimo dal profilo delle camme, dall'angolo di camma e dalla loro alzata.

È evidente che l'elettronica, una volta introdotta nella gestione del motore, può essere utilizzata anche per altri servizi quali, ad esempio, l'immissione della giusta quantità di olio lubrificante nei cilindri, in base alla quantità di combustibile iniettata nel cilindro ed alla percentuale di zolfo in esso contenuta, ogni volta che il pistone ha effettuato un assegnato numero di corse; anche la distribuzione ai cilindri per l'aria di avviamento del motore e l'inversione del moto possono essere realizzati per via elettronica.

I vantaggi, dunque, derivanti dall'introduzione dell'elettronica in un motore Diesel, in particolare a due tempi, possono così riassumersi:

- riduzione del consumo specifico di combustibile ai carichi parziali attraverso il mantenimento della pressione massima di combustione, anche in tali condizioni di funzionamento, a valori prossimi a quelli che si realizzano a carico nominale. Tale obiettivo si raggiunge, tra l'altro, anticipando, ai carichi parziali, la chiusura della valvola di scarico. Molto importante è anche il mantenimento della pressione di iniezione agli stessi valori che si raggiungono al carico di progetto;
- riduzione del peso del motore, valutabile in circa 3 t/cilindro nel caso di alesaggio pari a 600 mm, grazie all'assenza del lungo albero portante le camme destinate all'azionamento delle pompe

del combustibile e delle valvole di scarico. Un'ulteriore riduzione di peso è dovuta all'eliminazione dei meccanismi, quali rotismi nei motori Sulzer e catena nei motori MAN B&W, che trasmettono il moto dall'albero motore all'albero a camme ed all'assenza dei servomotori per la marcia indietro;

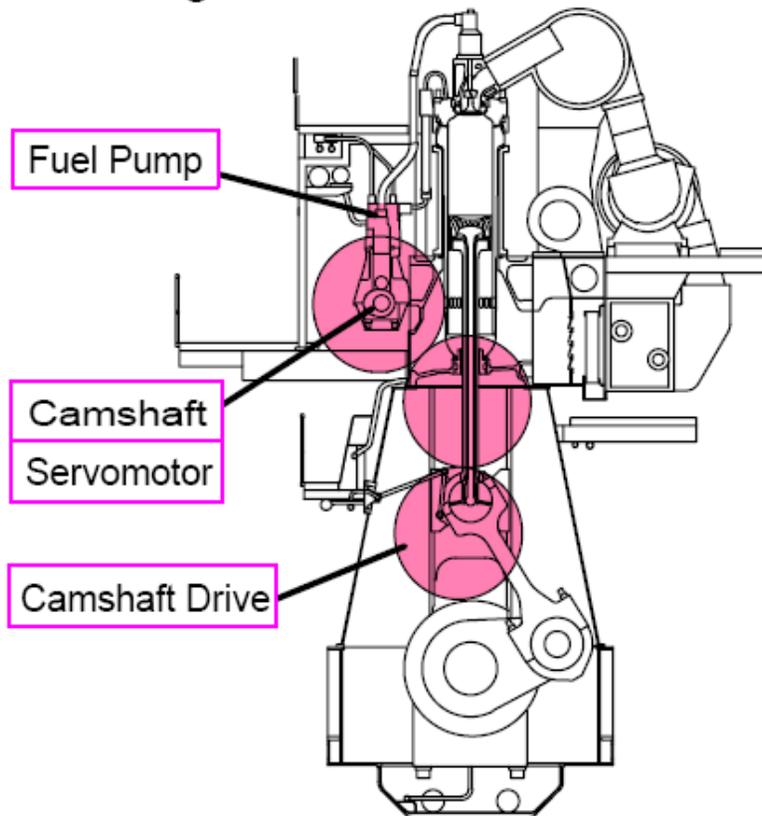
- riduzione delle emissioni inquinanti allo scarico, in particolare degli NO_x, curando opportunamente la fasatura dell'iniezione del combustibile, e consistente abbassamento della fumosità allo scarico anche ai bassi carichi e alle modeste velocità di rotazione potendosi realizzare, anche in tali condizioni di funzionamento, elevate pressioni di iniezione che garantiscono una soddisfacente polverizzazione del combustibile ed una combustione efficiente. È possibile inoltre inviare a turno ad un unico iniettore, anziché ai due o tre iniettori solitamente alloggiati nella testata di ciascun cilindro, le modeste quantità di combustibile richieste ai bassi carichi da ciascun cilindro;
- realizzazione di una uniforme distribuzione del carico termico ai cilindri grazie alla possibilità di dosare esattamente la stessa quantità di combustibile a ciascun cilindro con conseguente allontanamento del rischio di una manutenzione prematura non programmata. Ciò comporta un valore del TBO più elevato, fino a tre anni, che corrisponde a 18.000 - 22.000 ore di funzionamento, con conseguente riduzione dei costi di manutenzione;
- accelerazioni più rapide, grazie alla possibilità di aprire in anticipo la valvola di scarico quando bisogna fronteggiare un brusco aumento del carico;
- aumentata manovrabilità della nave in quanto il motore funziona senza irregolarità anche alla velocità di soli 10-12 giri/min il che è molto importante nei lunghi avvicinamenti ai porti o quando si naviga lungo un fiume o uno stretto canale in particolare quando il motore, come sovente accade, aziona un'elica a passo fisso;
- aumentata rapidità nell'inversione del senso di marcia (possibile solo con i motori a due tempi) e quindi aumentata sicurezza, venendosi a ridurre i tempi di crash stop.

Impianti di propulsione navale

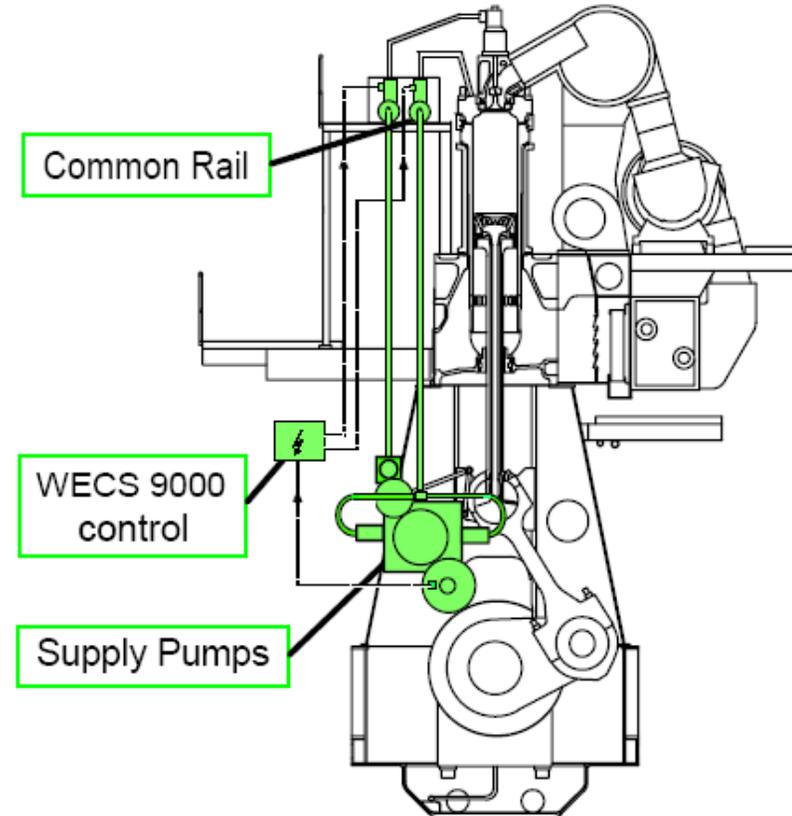
Motori diesel 2T – Descrizione dei motori RT-Flex

- Le due figure mostrano i componenti eliminati dal motore RTA e quelli aggiunti sul motore RT-Flex:

RTA engine



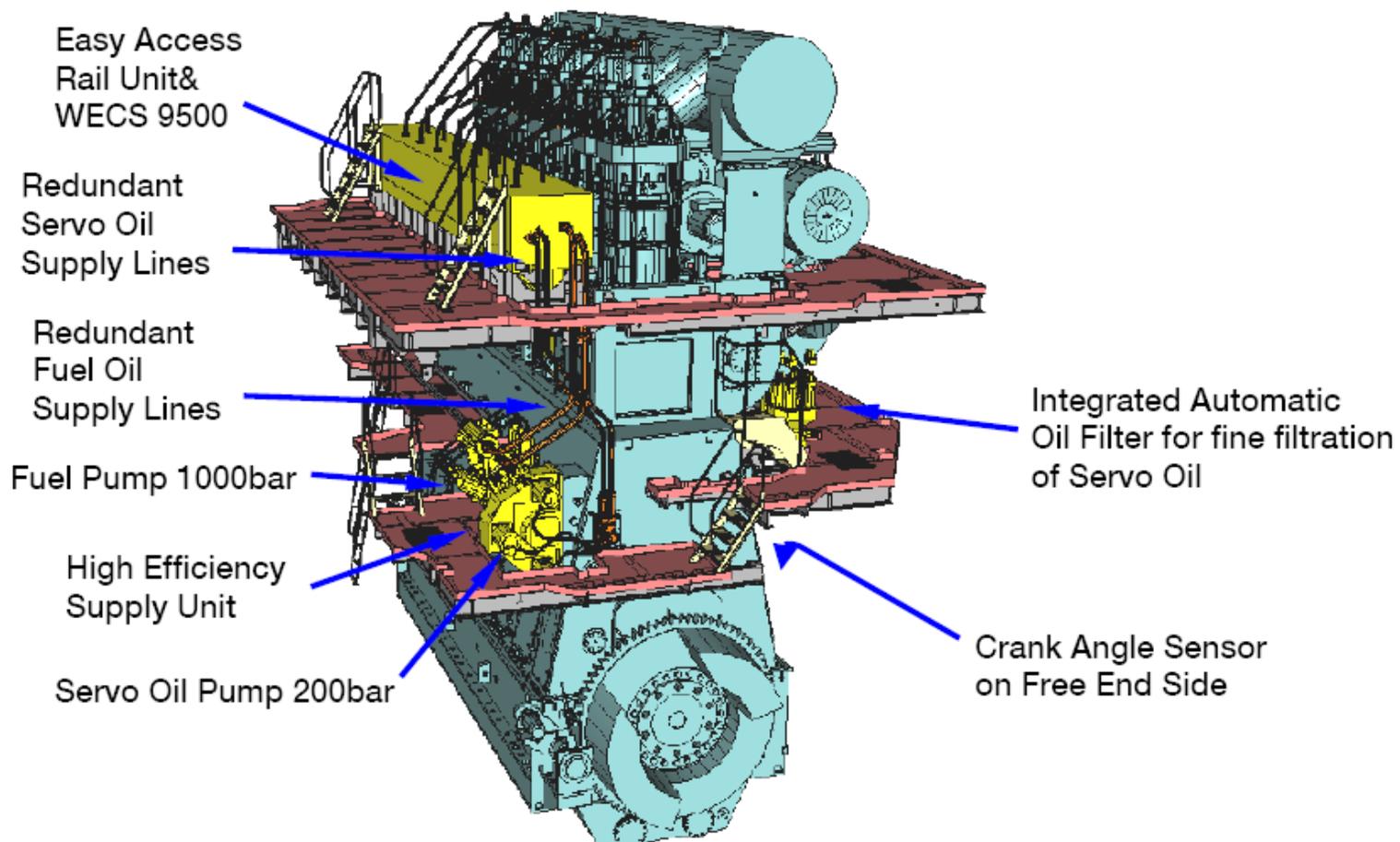
RT-flex engine



Impianti di propulsione navale

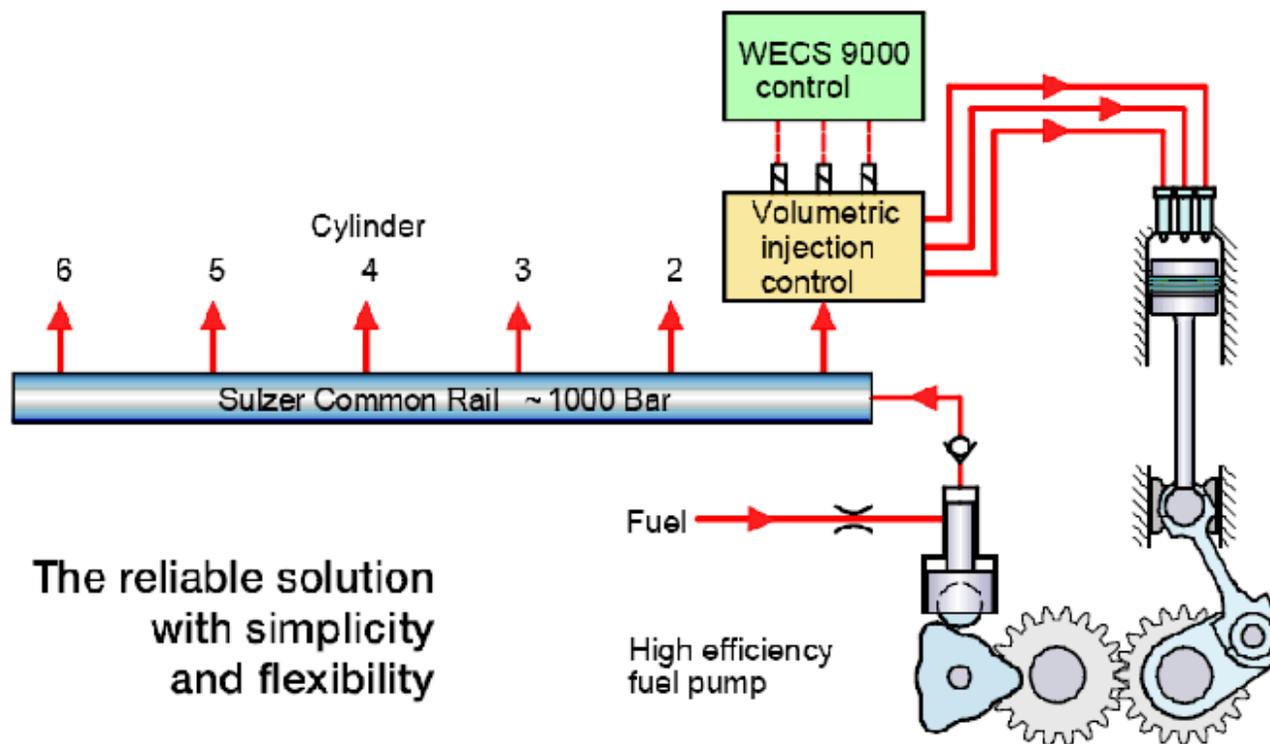
Motori diesel 2T – Descrizione dei motori RT-Flex

- Vista del motore RT-Flex con evidenziata la disposizione dei componenti del sistema “Common Rail”:



Impianti di propulsione navale

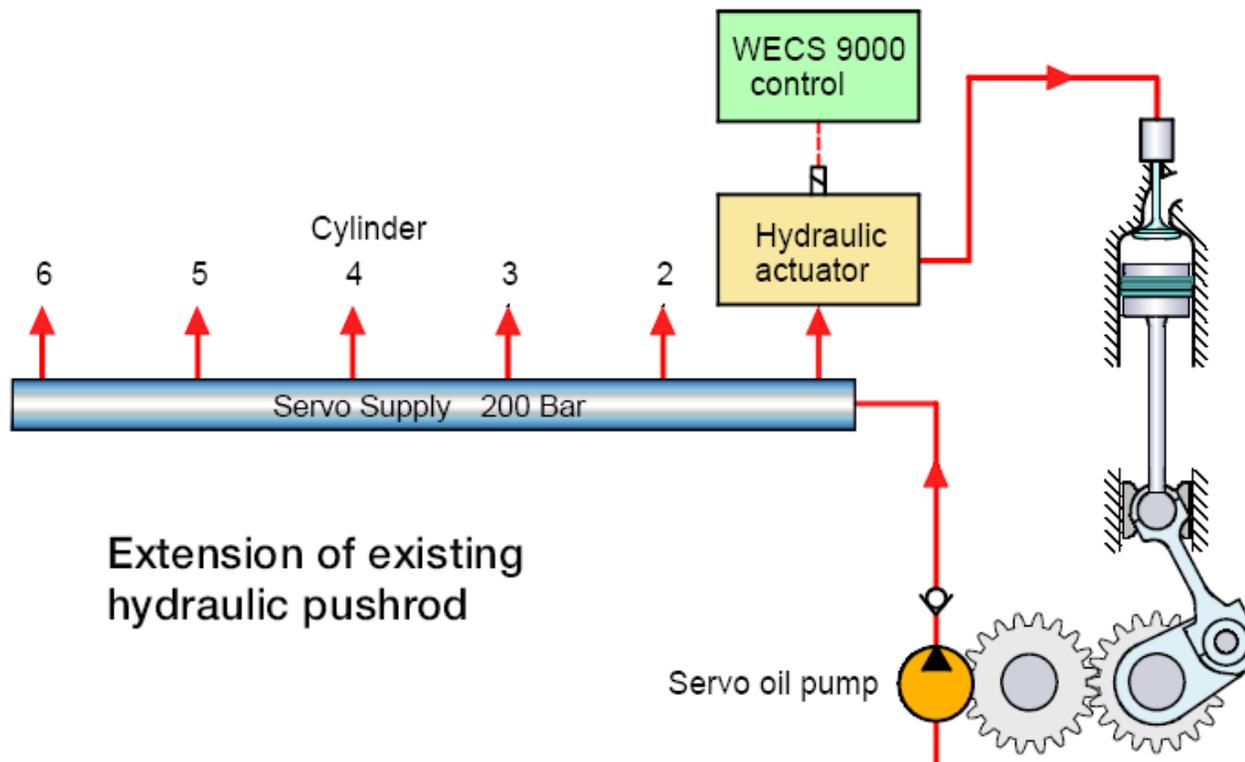
Motori diesel 2T – Descrizione dei motori RT-Flex



- La figura mostra il circuito combustibile in pressione;
- Le pompe combustibile sono azionate, tramite ingranaggi, direttamente dall'albero a manovelle;
- Il collettore "Common rail" è comune a tutti i cilindri;
- Il sistema di dosaggio del combustibile (VIC) apre le valvole, tramite il sistema elettronico di controllo WECS 9000, nella sequenza dell'ordine d'accensione e per un tempo funzione del carico.

Impianti di propulsione navale

Motori diesel 2T – Descrizione dei motori RT-Flex

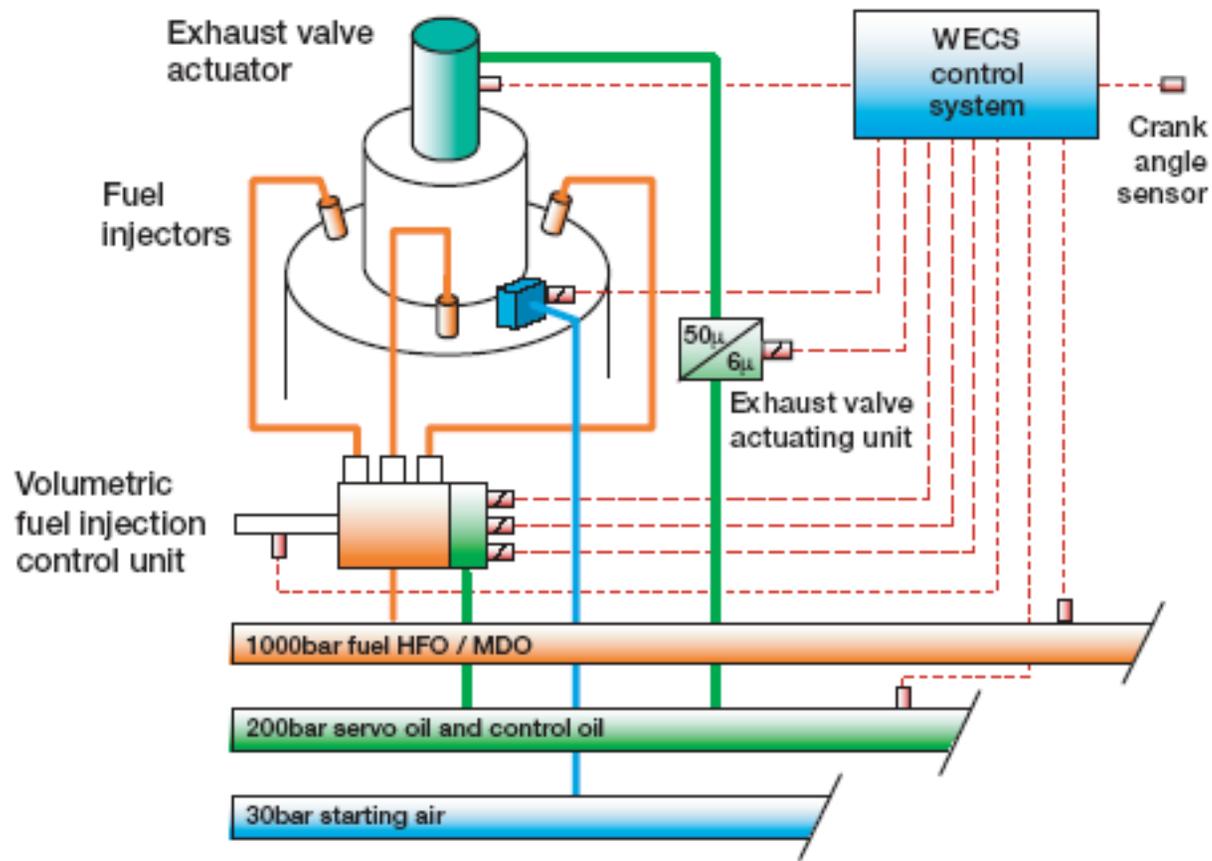


- La figura mostra il circuito olio per il comando degli attuatori valvole di scarico;
- Le pompe olio sono azionate, tramite ingranaggi, direttamente dall'albero a manovelle;
- Il collettore "Common rail" è comune a tutti i cilindri;
- L'attuatore idraulico apre le valvole per azionare quello delle valvole di scarico, sempre tramite il sistema elettronico di controllo WECS 9000, che controlla l'inizio e il tempo di apertura.

Impianti di propulsione navale

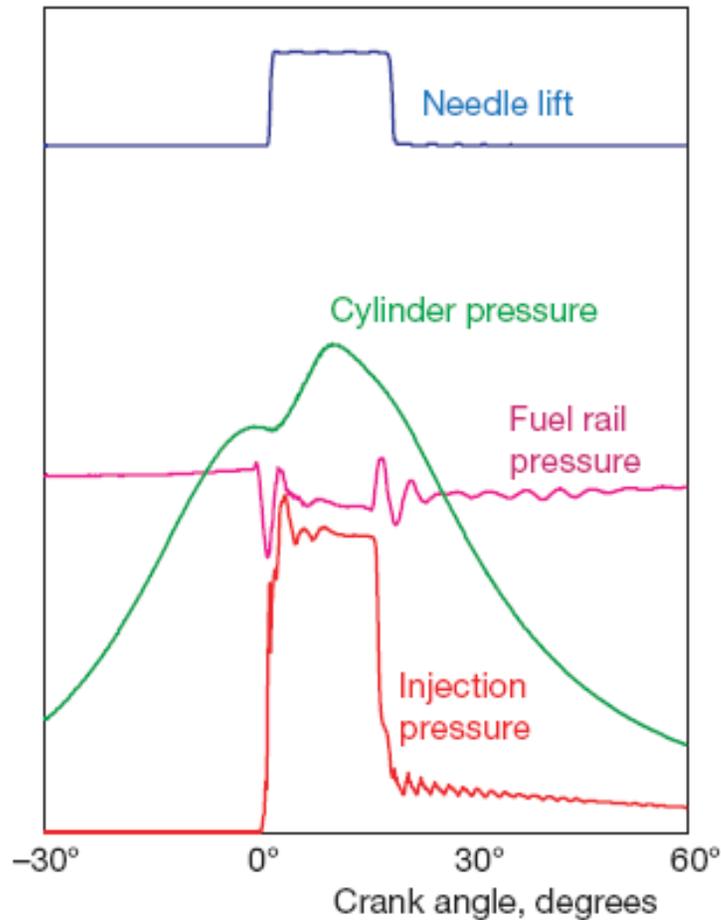
Motori diesel 2T – Descrizione dei motori RT-Flex

- La figura mostra il sistema completo di regolazione dei motori RT-Flex che include l'iniezione del combustibile, l'olio del circuito attuatori valvole di scarico e l'aria avviamento.



Impianti di propulsione navale

Motori diesel 2T – Descrizione dei motori RT-Flex

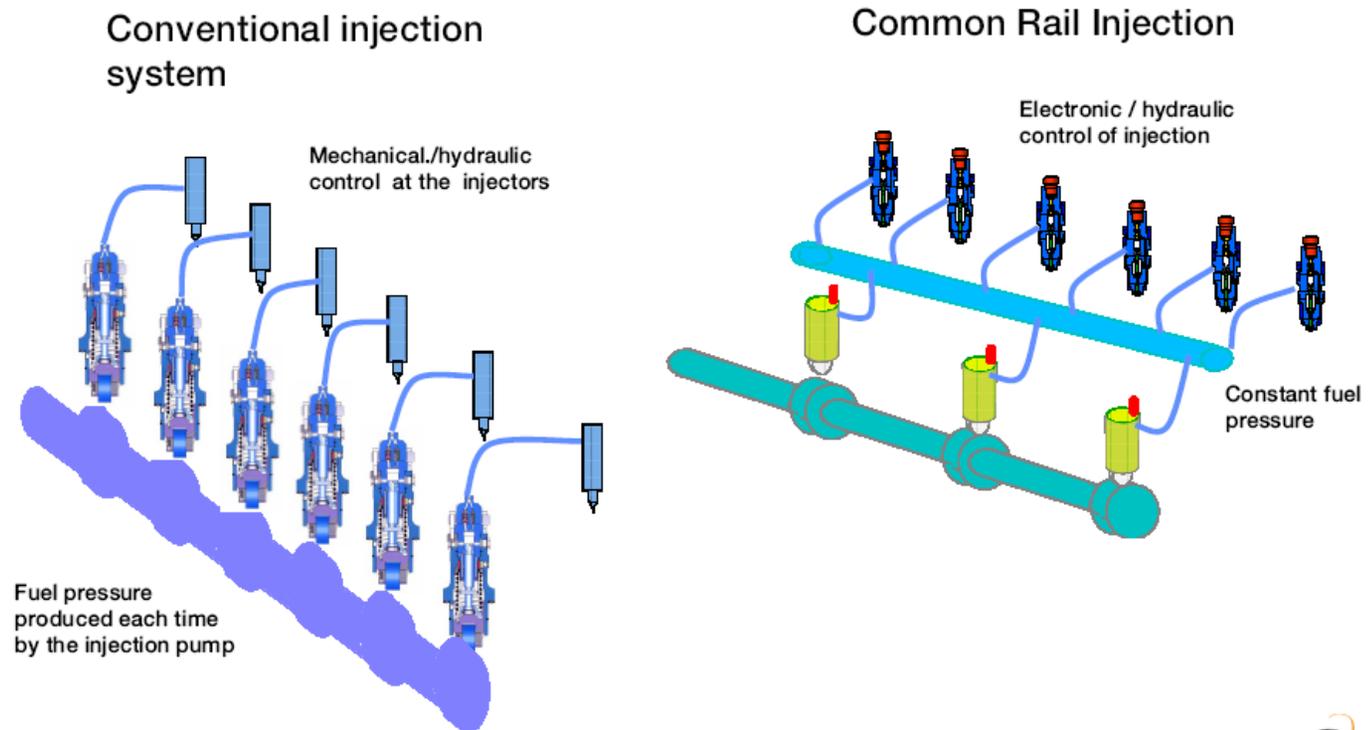


- Curve caratteristiche dell'iniezione dei motori RT-Flex con i tre iniettori del cilindro in funzione simultaneamente;
- Da notare la forma quasi ad angolo retto dell'inizio e della fine dell'iniezione e la costanza della pressione d'iniezione;
- Anche la pressione nel collettore si mantiene abbastanza costante, anche se con leggere fluttuazioni;
- Notare ancora l'anticipo d'iniezione praticamente nullo e la forma della curva di pressione all'interno del cilindro.

Impianti di propulsione navale

Motori diesel 4T – Sistema “Common Rail” adottato dalla Wärtsilä

- La figura seguente illustra schematicamente la differenza tra l'iniezione tradizionale, costituita da un sistema pompa-iniettore per ogni cilindro, con l'apertura dell'iniettore comandata dalla pressione del combustibile, ed il CR adottato dalla Wärtsilä che ha un collettore comune a tutti gli iniettori alimentato da una pompa combustibile ogni due cilindri, con il controllo elettronico dell'apertura dell'iniettore:

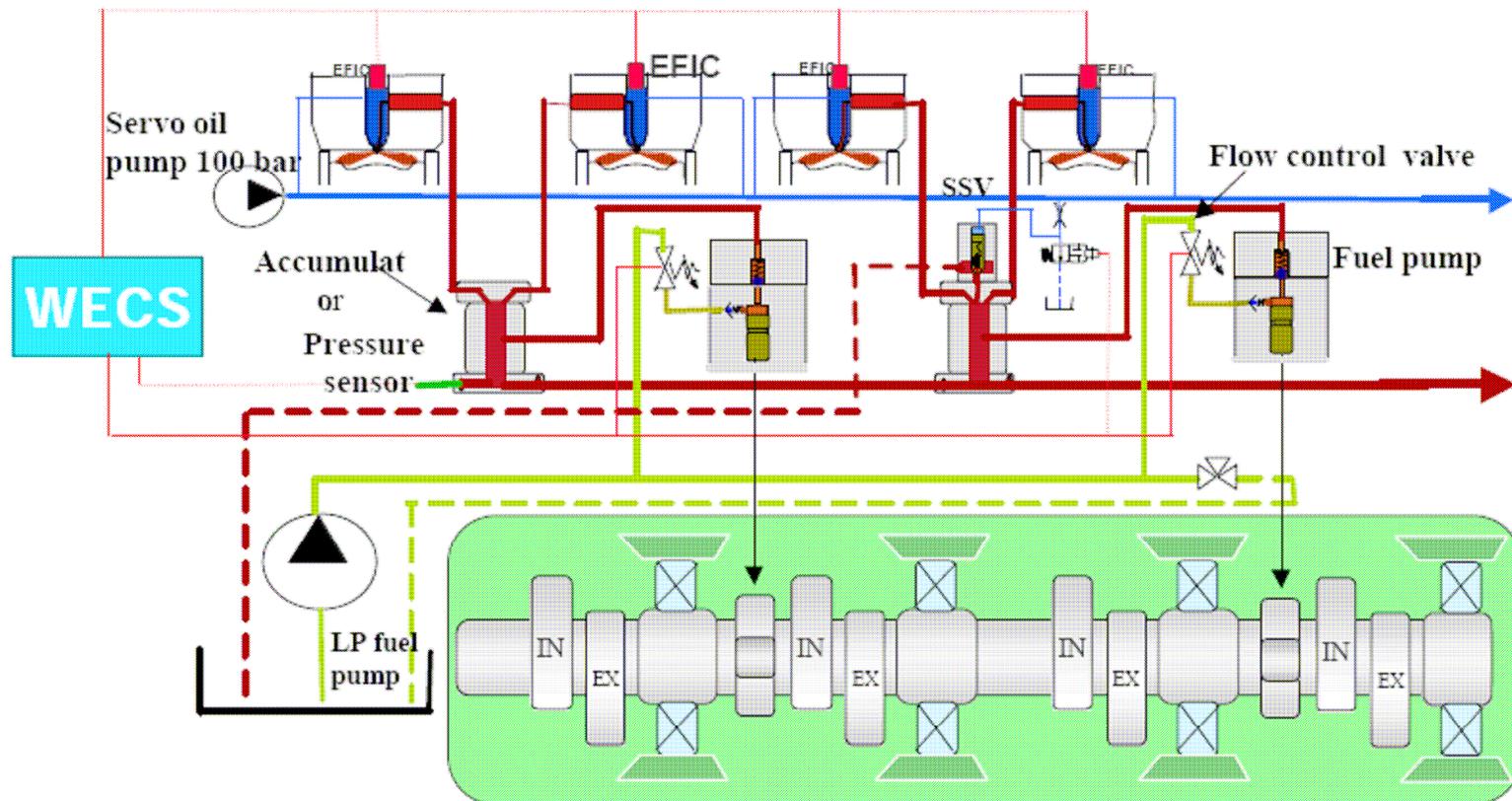


Technology

Impianti di propulsione navale

Motori diesel 4T – Sistema “Common Rail” adottato dalla MAN

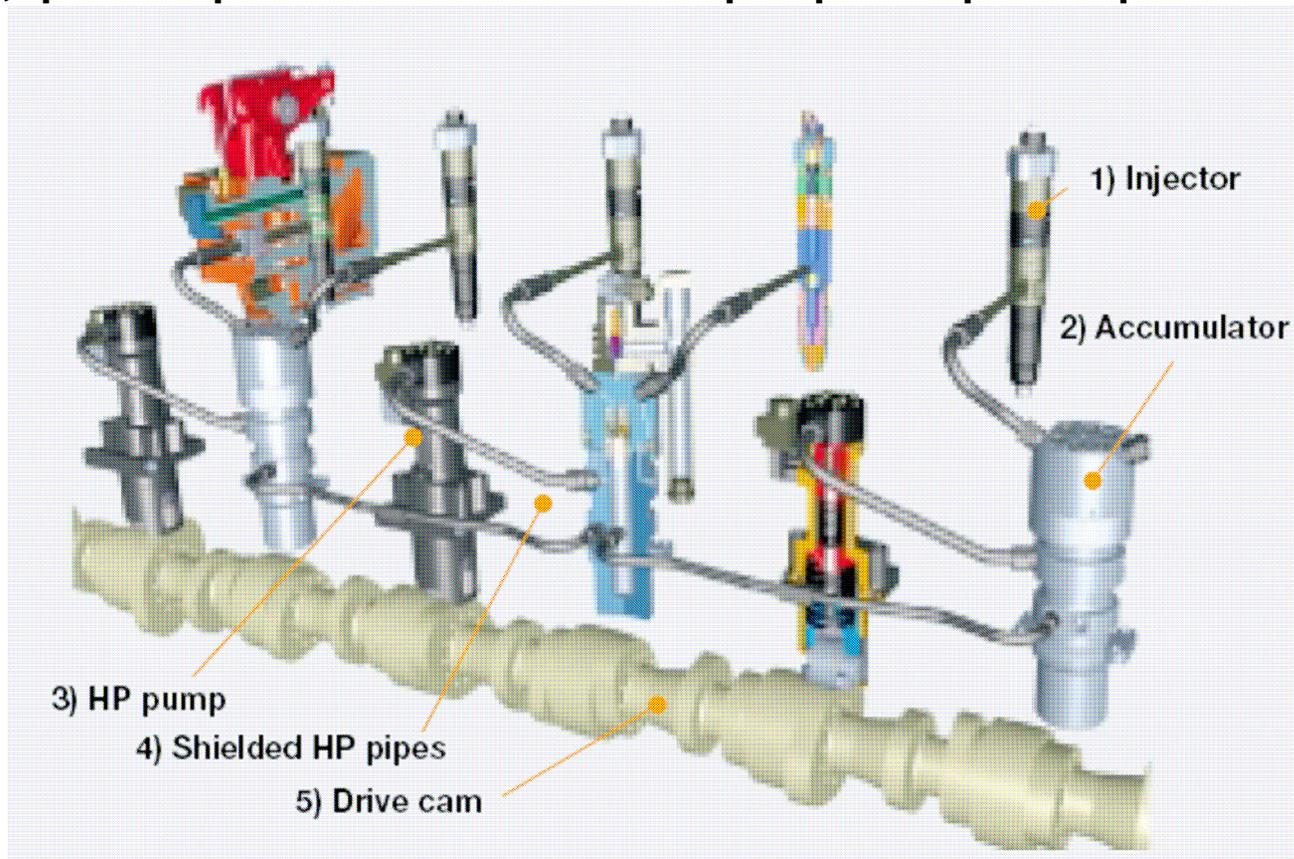
- La figura illustra lo schema del sistema CR adottato dalla **Wärtsilä**: come si può vedere, l'asse a camme aziona una pompa di iniezione ogni due cilindri. Le pompe alimentano gli accumulatori, sempre uno ogni due cilindri, che sono collegati tra loro da un tubo che bilancia e mantiene circa costante la pressione del sistema;



Impianti di propulsione navale

Motori diesel 4T – Sistema “Common Rail” adottato dalla Wärtsilä

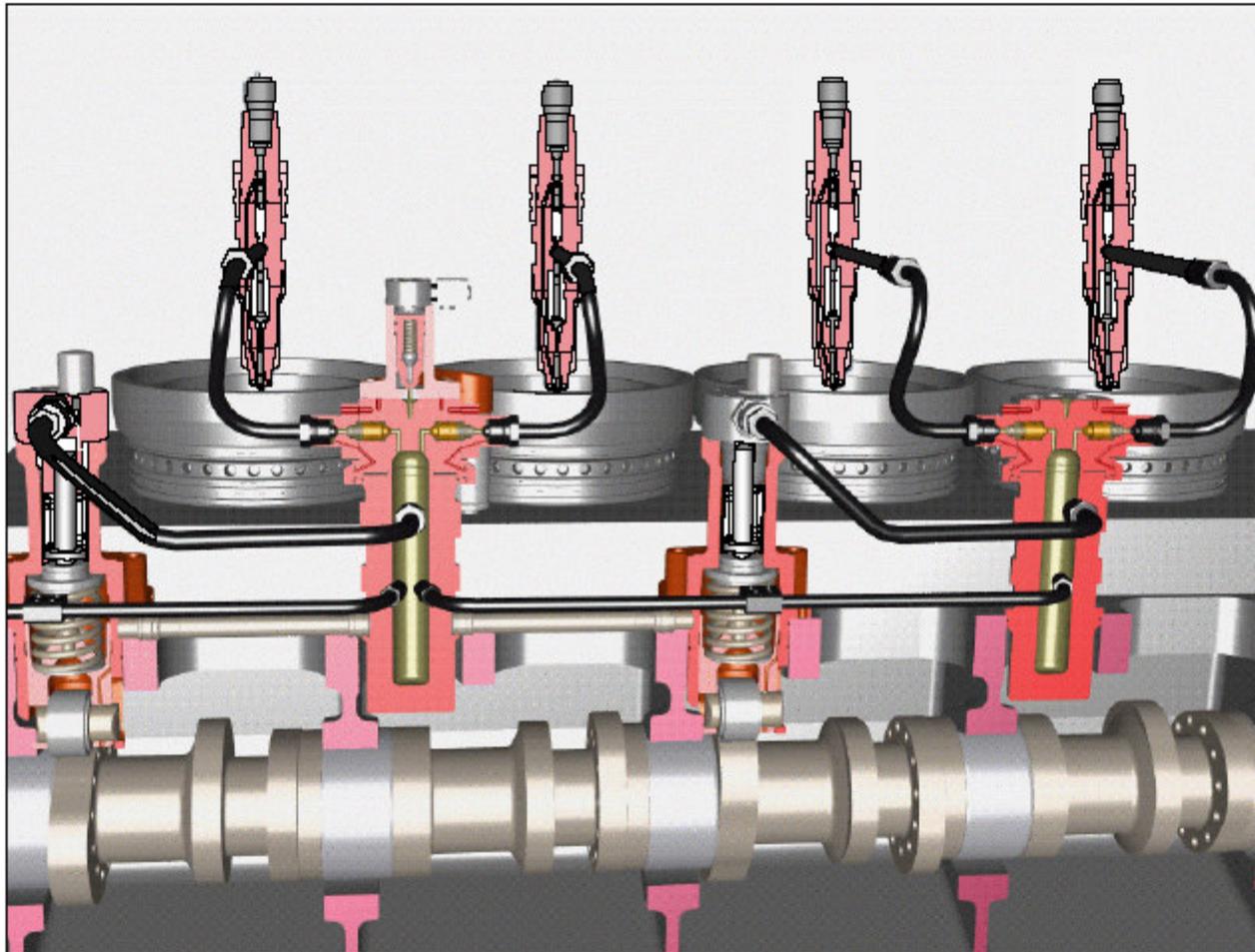
- La figura mostra la realizzazione effettiva del sistema CR. In pratica sono montati una pompa (3) e un accumulatore (2) ogni due cilindri. La mandata della pompa non è più legata alla fase dell'iniezione del singolo cilindro, come nel sistema “pompa-iniettore”, quindi si possono installare meno pompe con portata più continua;



Impianti di propulsione navale

Motori diesel 4T – Sistema “Common Rail” adottato dalla Wärtsilä

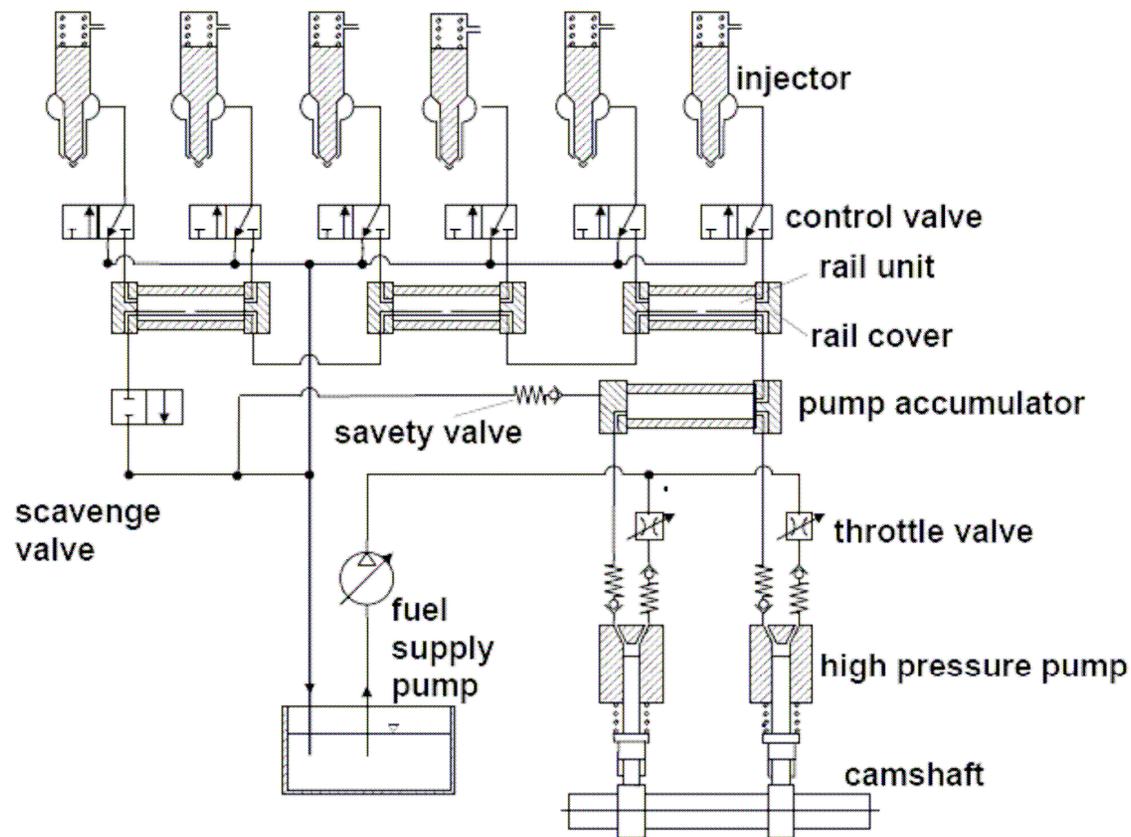
- La figura mostra un'altra vista della realizzazione effettiva del sistema CR. Tale sistema è costituito dagli accumulatori e dai tubi che li collegano, i quali bilanciano e mantengono costante la pressione del combustibile;



Impianti di propulsione navale

Motori diesel 4T – Sistema “Common Rail” adottato dalla MAN

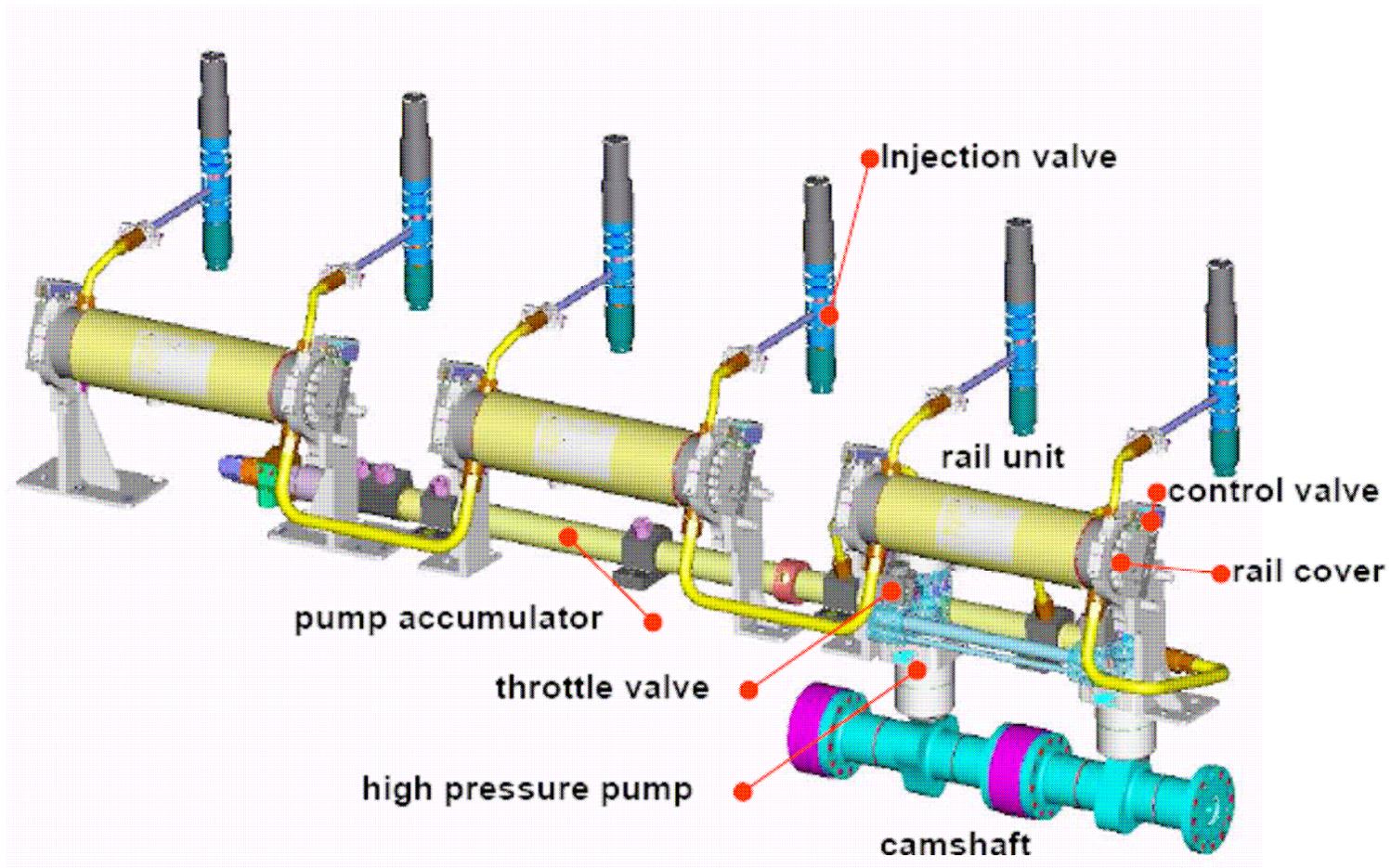
- La figura illustra invece lo schema del sistema adottato dalla MAN: come si può vedere, l'asse a camme aziona due pompe di iniezione che alimentano un accumulatore, il quale a sua volta alimenta il collettore comune. Quest'ultimo è realizzato da collettori grandi comuni a due iniettori collegati da tubi più piccoli per bilanciare e mantenere costante la pressione;



Impianti di propulsione navale

Motori diesel 4T – Sistema “Common Rail” adottato dalla MAN

➤ La figura seguente illustra il sistema come realizzato effettivamente dalla MAN;



Impianti di propulsione navale

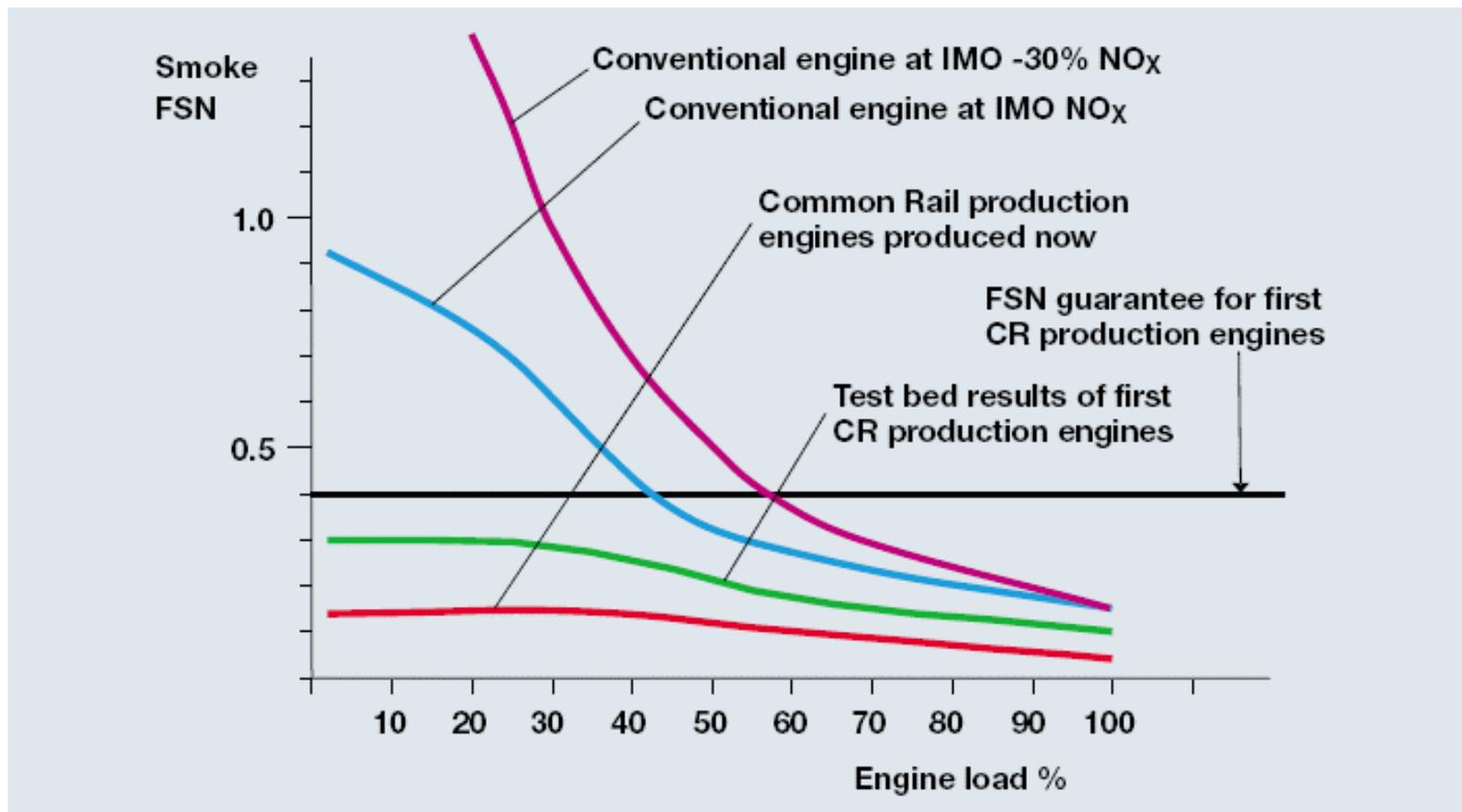
Motori diesel 4T – Riepilogo caratteristiche dei sistemi “Common Rail”

- **Indipendentemente dal tipo di realizzazione pratica, entrambi i sistemi CR esaminati hanno i seguenti vantaggi:**
 - ✓ **Possibilità di ottimizzare la prestazione ed i consumi del motore regolando in funzione del carico/giri la pressione di iniezione, l’anticipo e la durata dell’iniezione, iniettando quindi la quantità predefinita di combustibile. Tale regolazione avviene in modo indipendente, cioè svincolata dalla posizione dell’asse a camme;**
 - ✓ **Ottenere un momento torcente sull’asse a camme più continuo, cioè senza picchi , e quindi poter realizzare l’asse di diametro più piccolo;**
 - ✓ **Aumento dell’efficienza della combustione e quindi del rendimento del motore;**
 - ✓ **Pompaggio ad alta pressione della sola quantità di combustibile iniettato e quindi aumento del rendimento;**
 - ✓ **Riduzione sensibile della fumosità ai bassi carichi e durante i transitori di presa del carico del motore;**
 - ✓ **Riduzione anche delle emissioni NO_x, specialmente ai carichi intermedi.**

Impianti di propulsione navale

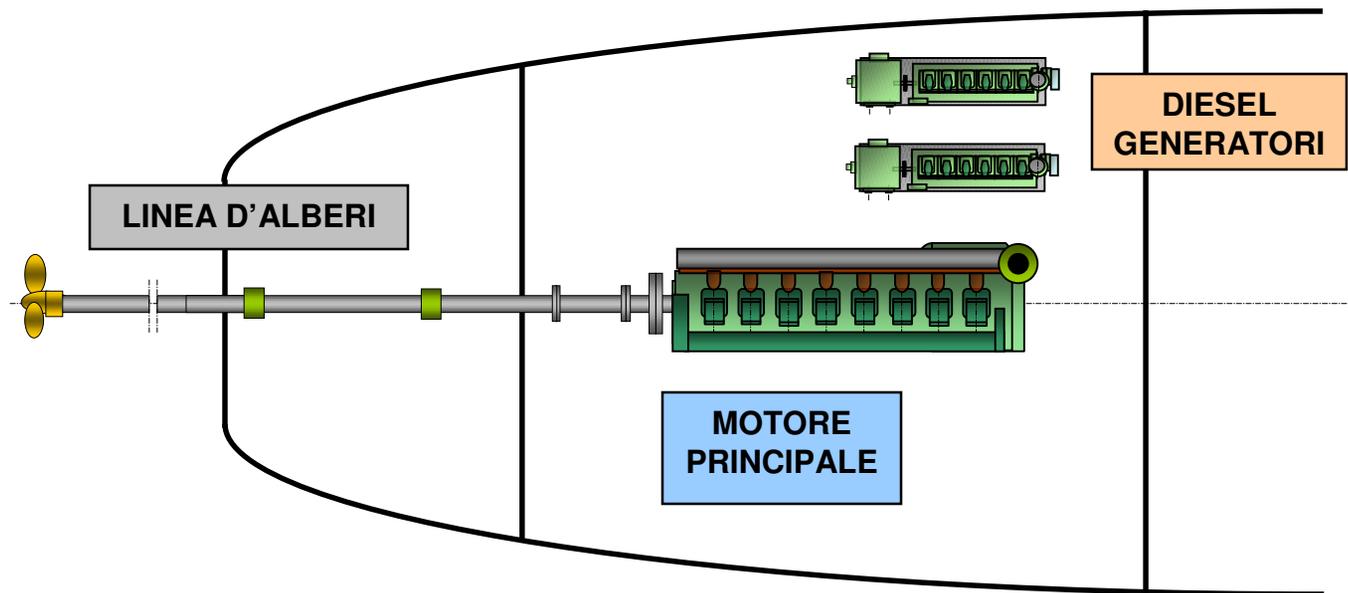
Motori diesel 4T – Riepilogo caratteristiche dei sistemi “Common Rail”

- Il grafico mostra la riduzione di fumosità ottenuta con il CR adottato dalla Wärtsilä. Come si può vedere, la riduzione di fumosità è sensibile al di sotto del 60% del carico;



Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale

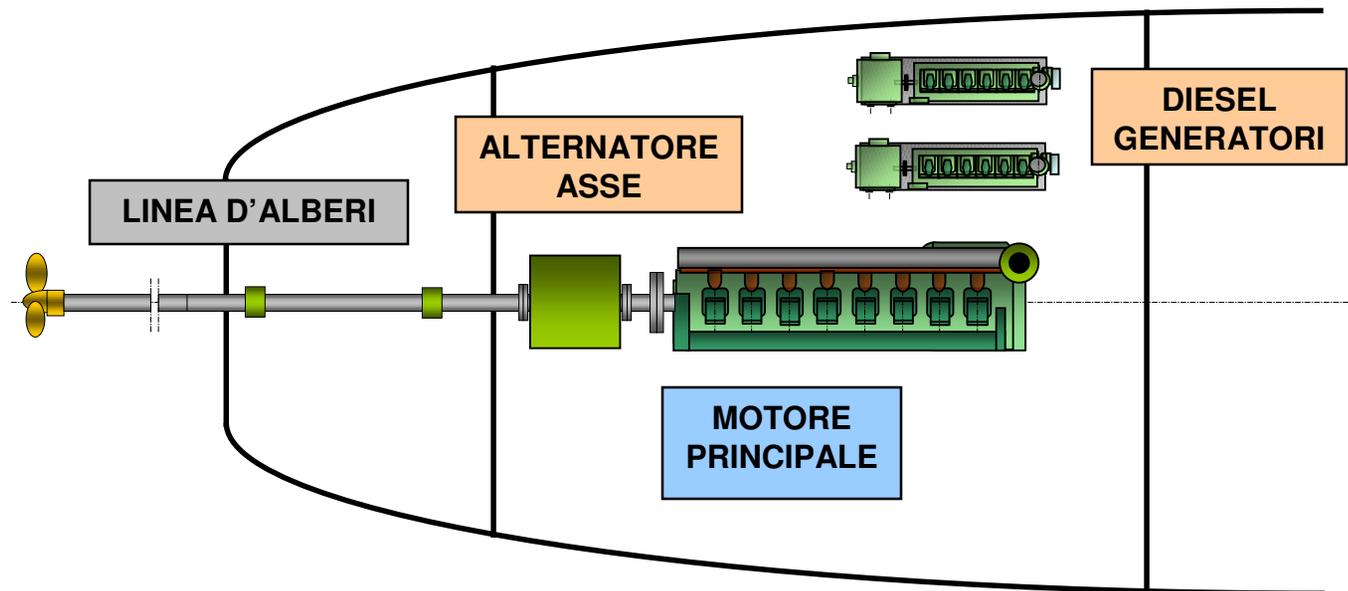


Impianto propulsivo di tipo meccanico con motore diesel lento a due tempi direttamente collegato alla linea d'alberi.

La centrale elettrica è completamente separata dalla propulsione.

Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale

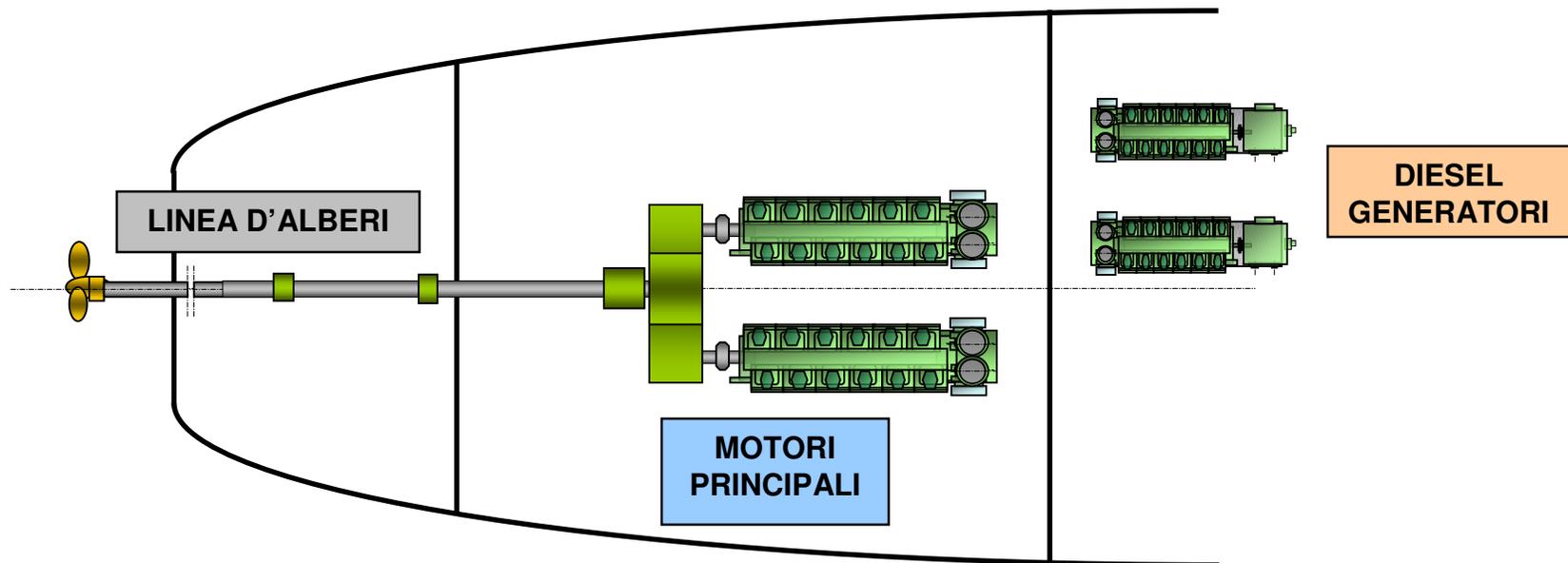


Impianto propulsivo di tipo meccanico con motore diesel lento a due tempi e alternatore asse coassiale alla linea d'alberi.

Esempio di parziale integrazione fra propulsione e generazione elettrica.

Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale

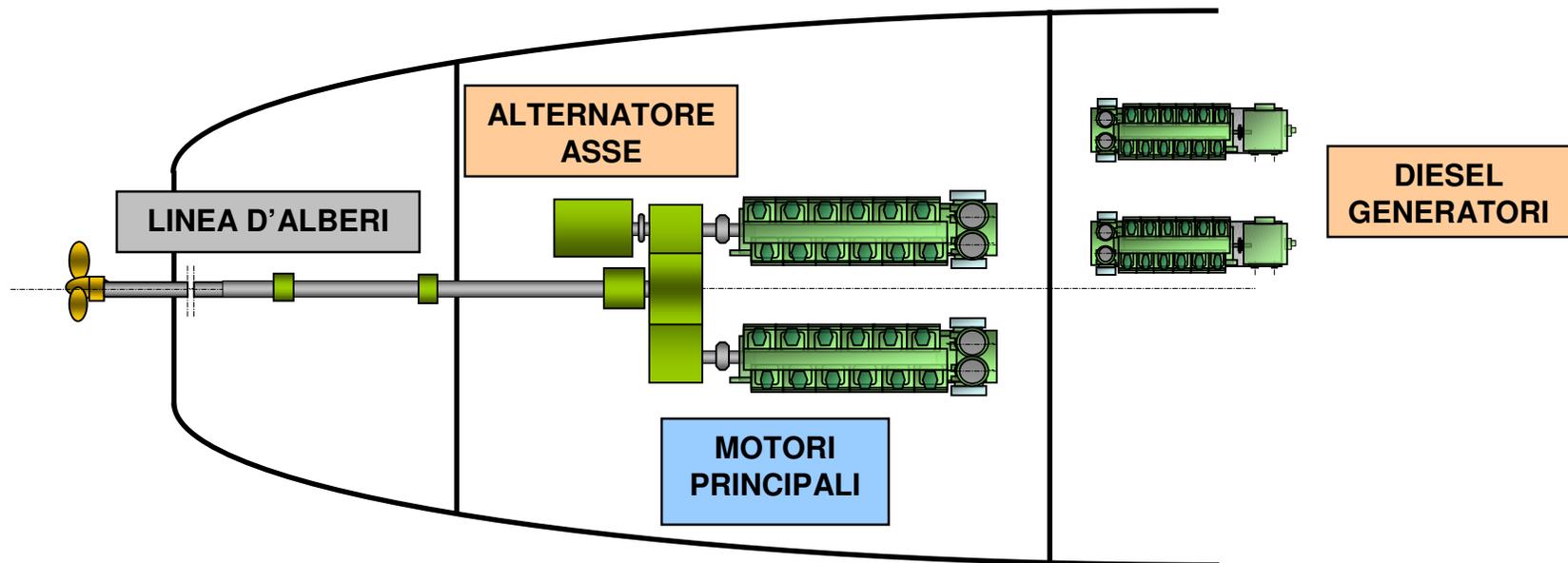


Impianto propulsivo di tipo meccanico con motori diesel “medium speed” collegati alla linea d'alberi mediante riduttore di giri.

La centrale elettrica è completamente separata dalla propulsione.

Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale

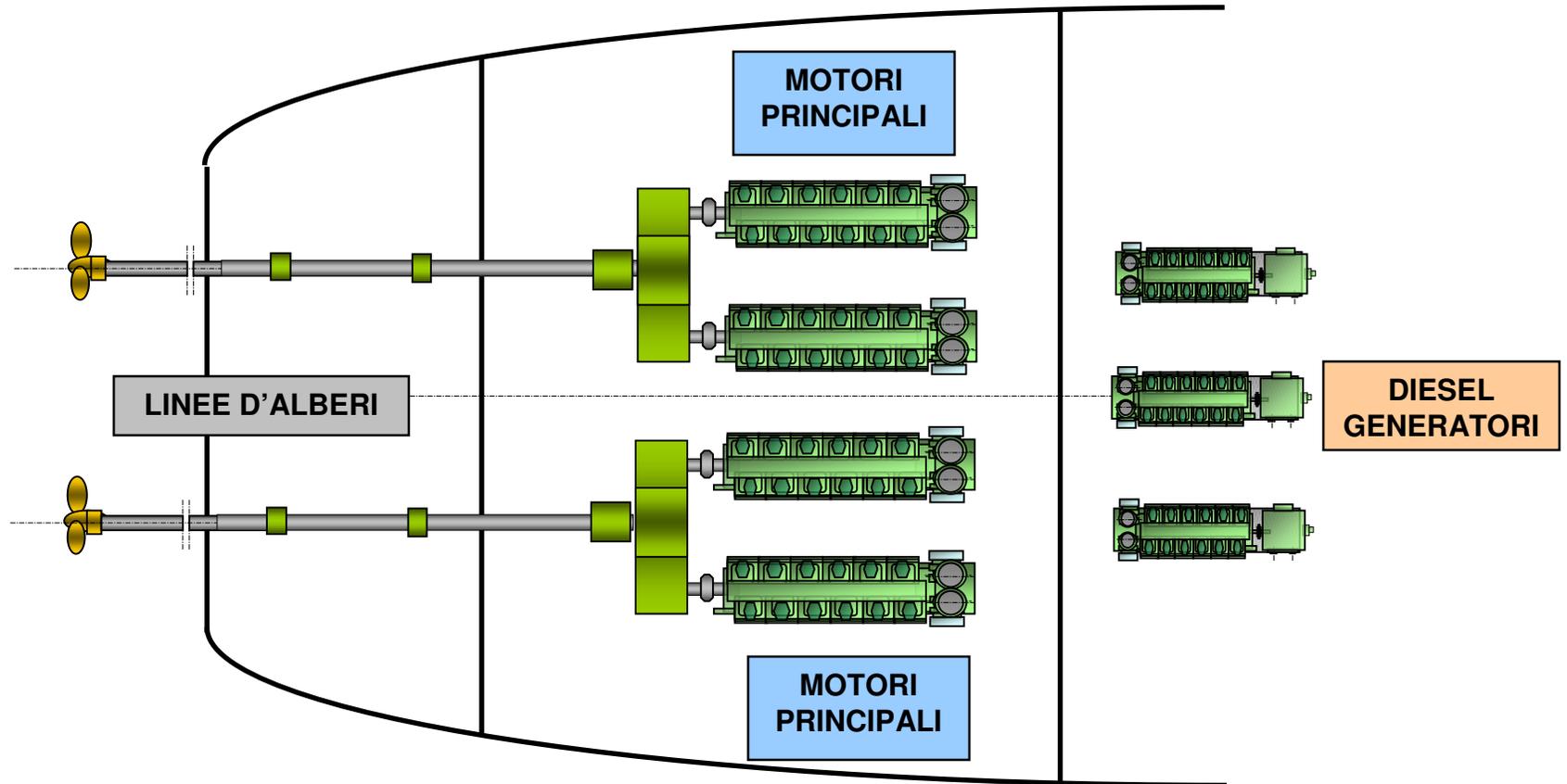


Impianto propulsivo di tipo meccanico con motori diesel “medium speed” collegati alla linea d'alberi mediante riduttore di giri. Una presa di potenza (Power Take Off) con moltiplicatore di giri azionato dal riduttore muove l'alternatore asse.

Esempio di parziale integrazione fra propulsione e generazione elettrica.

Impianti di propulsione navale

Concetti dell'impiantistica navale



Impianto propulsivo bielica di tipo meccanico con motori diesel “medium speed” collegati alle linee d'alberi mediante riduttori di giri.

La centrale elettrica è completamente separata dalla propulsione.