



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI DI TRIESTE

Vittorio BUCCI

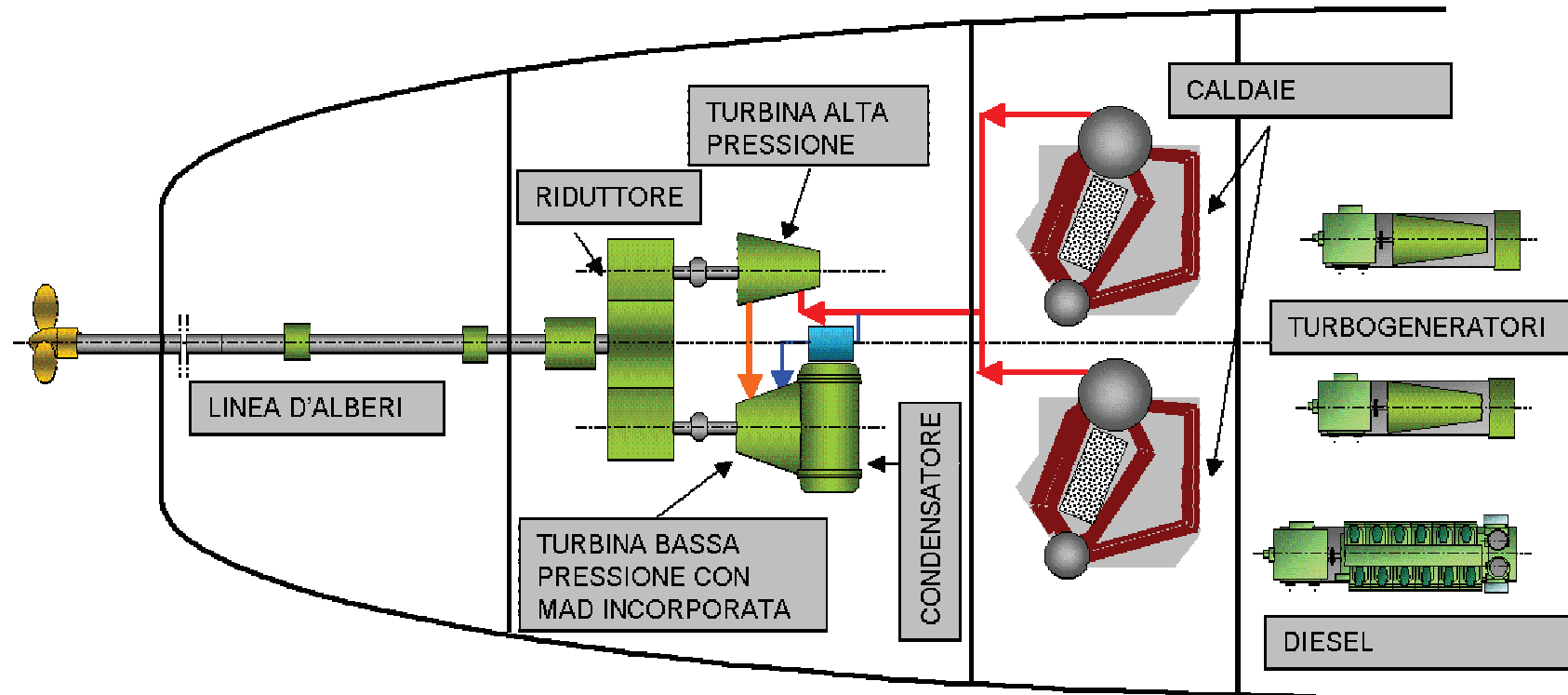
Progetto di impianti di propulsione navale

7.3 ELEMENTI CARATTERISTICI

Anno Accademico 2017/2018

Impianti di propulsione navale

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



Impianti di propulsione navale

La caldaia

Nel corso degli ultimi 100 anni, i valori di pressione e temperatura del vapore utilizzato negli impianti propulsivi hanno subito un notevole incremento, come rilevabile dalla tabella :

- **inizi del '900, per macchine alternative : circa 10 bar / 180 °C (vapore saturo)**
- **anni '50 e '60, per turbine : 42 bar / 450 °C (vapore surriscaldato)**
- **anni '70, per turbine : 62 bar / 515 °C (vapore surriscaldato)**
- **per alcune navi militari a turbine costruite dopo la seconda guerra mondiale : 82 bar / 540 °C (vapore surriscaldato)**

Le ultime applicazioni degli impianti propulsivi con turbine a vapore si hanno nelle navi trasporto LNG. In questi casi i valori usuali di pressione e temperatura sono 62 bar / 515 °C all'uscita del surriscaldatore.

Per seguire questa evoluzione, si è passati dalle caldaie orizzontali a tubi di fumo alimentate a carbone alle moderne caldaie a tubi d'acqua con combustione a nafta o mista nafta / metano capaci di produrre oltre 100 t di vapore all'ora.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

Non è possibile, in questa sede, descrivere gli aspetti funzionali e costruttivi dei vari tipi di caldaie che si sono affermati nel corso di questa lunga evoluzione tecnica.

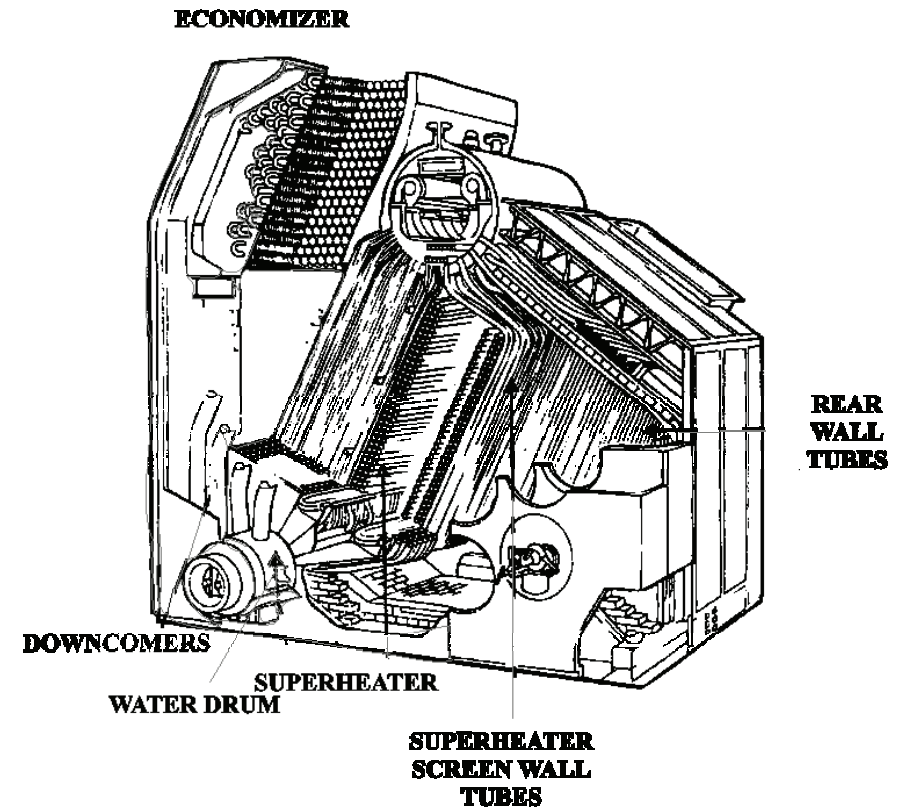
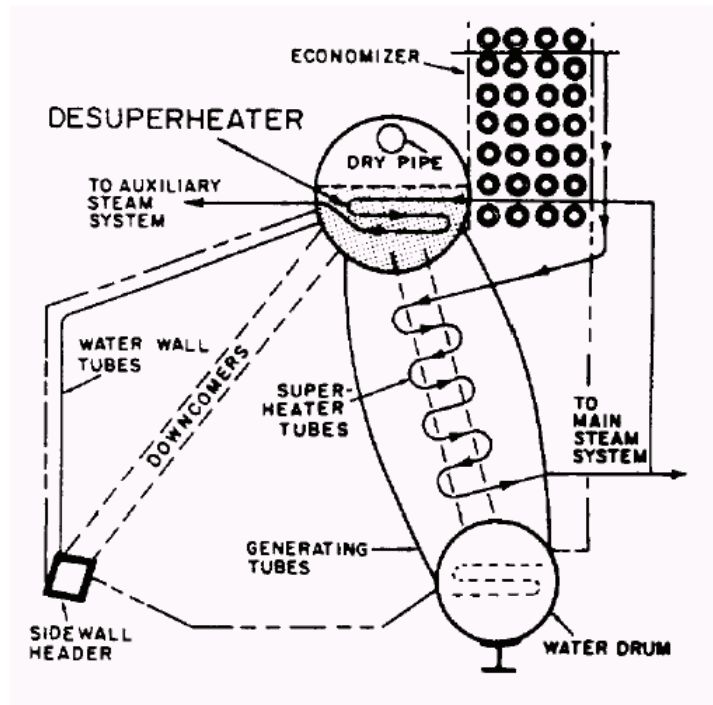
Ci si soffermerà solo sull'unico tipo che è sopravvissuto al declino della propulsione a vapore e che viene attualmente impiegato sulle navi per il trasporto del metano liquefatto: la caldaia a tubi d'acqua a due collettori.

Tale caldaia, denominata anche “caldaia tipo D” dalla sua forma, è costituita da un **collettore d'acqua inferiore** e da un **collettore d'acqua / vapore superiore** collegati da un **fascio di tubi vaporizzatori** verticali o subverticali. Il collettore inferiore ha diametro minore rispetto al collettore superiore. I tubi vaporizzatori sono incurvati in modo da connettersi perpendicolarmente alle superfici cilindriche dei collettori e assorbire così più facilmente le dilatazioni termiche.

La **camera di combustione**, ricavata lateralmente rispetto all'insieme collettori – tubi vaporizzatori, ha all'incirca la forma di un solido a sezione verticale trapezoidale. Le pareti laterali e il cielo della camera di combustione sono schermati da tubi d'acqua che ne seguono i contorni e che in alto sono collegati al collettore superiore e in basso fanno capo ad una testata collettrice orizzontale alimentata da tubi di caduta.

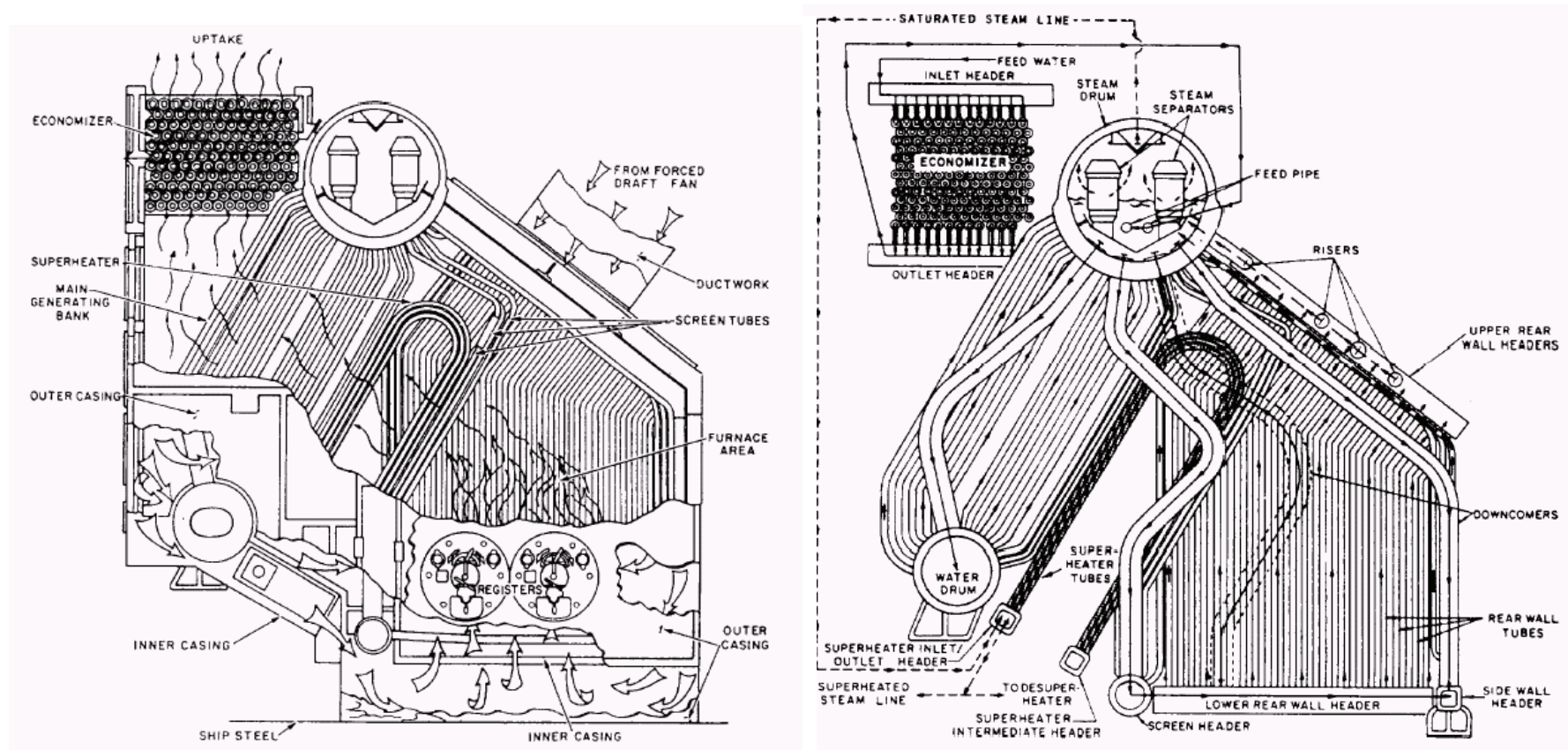
Impianti di propulsione navale

La caldaia



Impianti di propulsione navale

La caldaia



Impianti di propulsione navale

La caldaia

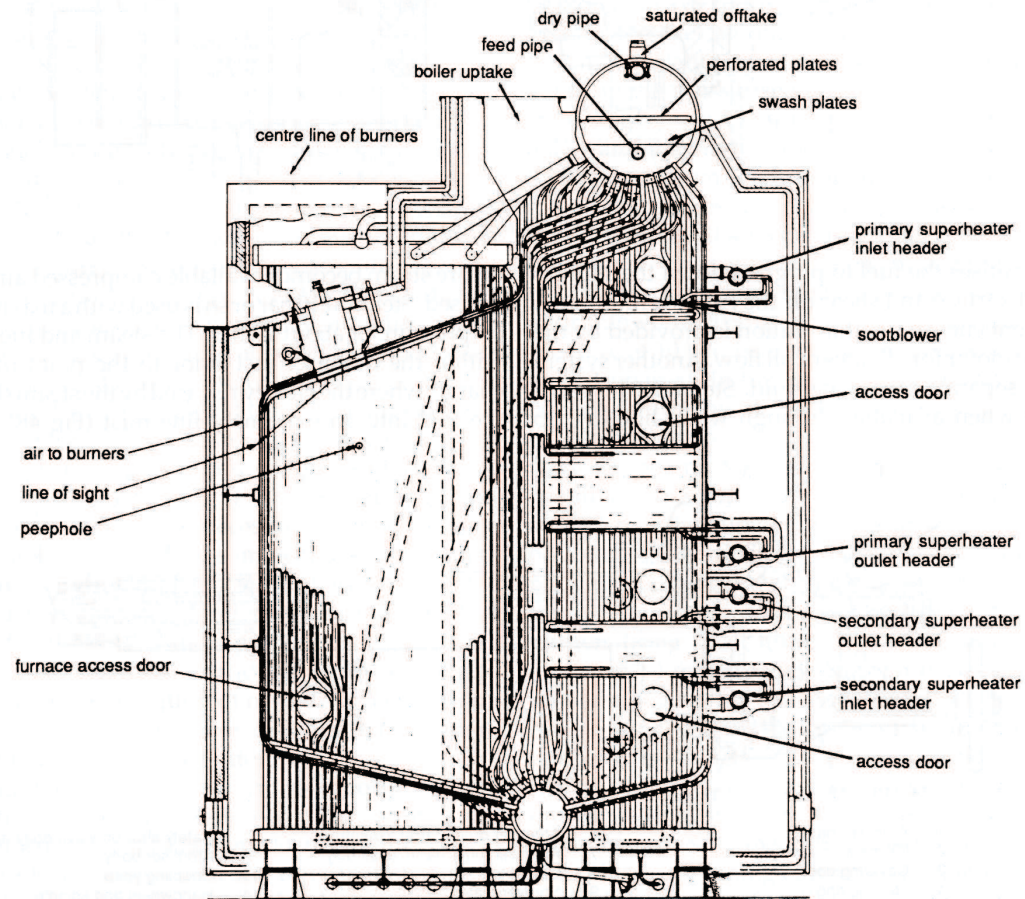


Figure 49 Foster Wheeler ESD roof-fired monowall oil/natural gas boiler.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

I tubi che rivestono la camera di combustione possono essere accostati l'uno all'altro (tubi tangenti) oppure assemblati in pannelli in cui i tubi sono spazati fra di loro mediante barrette metalliche saldate ai tubi stessi (tubi membranati). Tale configurazione della camera di combustione viene detta **“a muri d'acqua”**. Fra i tubi e l'involucro esterno della caldaia viene posto del materiale refrattario. I muri d'acqua assorbono per irraggiamento buona parte del calore della combustione, mantenendo la temperatura della camera di combustione entro valori accettabili.

Nelle caldaie più vecchie la camera di combustione era rivestita da mattoni refrattari senza essere raffreddata. Nel tempo, con l'aumentare dell'attività di combustione, ossia della massa di combustibile bruciata nell'unità di tempo per unità di volume della camera di combustione, la durata dei refrattari divenne sempre più breve. Modernamente le camere di combustione a muri d'acqua hanno soppiantato le camere di combustione rivestite di mattoni refrattari.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

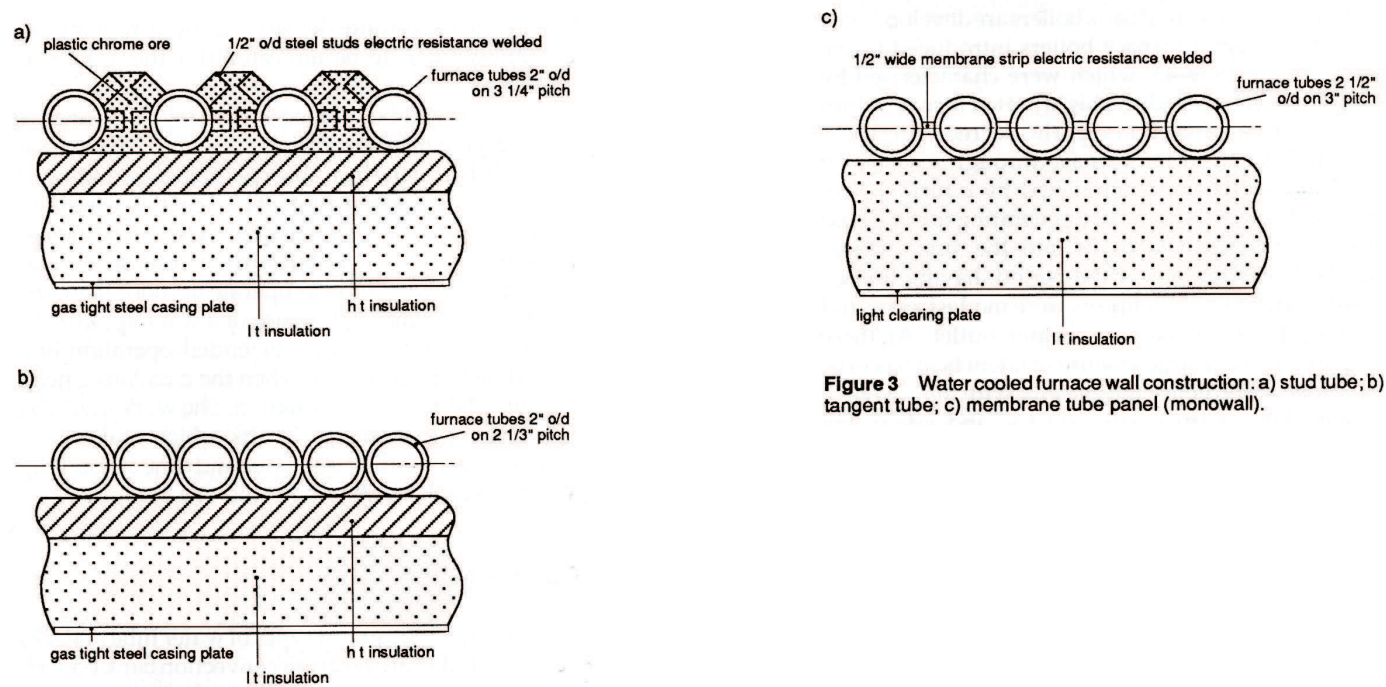


Figure 3 Water cooled furnace wall construction: a) stud tube; b) tangent tube; c) membrane tube panel (monowall).

Impianti di propulsione navale

La caldaia

La caldaia è del tipo a circolazione naturale: nei **tubi vaporizzatori** esposti al calore della combustione, la miscela acqua / vapore tende a salire verso il collettore superiore, mentre nei **tubi di caduta**, lontani dalla camera di combustione, l'acqua più fredda tende a scendere verso il collettore inferiore. La forza motrice che promuove la circolazione è proporzionale alla differenza di peso specifico fra l'acqua nei tubi di caduta e la miscela acqua / vapore nei tubi vaporizzatori, al dislivello H fra i collettori e alla sezione S dei tubi :

$$F = SH(\gamma_{\text{acqua}} - \gamma_{\text{miscela}})$$

Si osserva che al crescere della pressione di funzionamento della caldaia, la differenza fra i suddetti pesi specifici diminuisce. Nelle caldaie ad alta pressione, la circolazione deve essere allora incrementata aumentando il dislivello fra i collettori, ossia l'altezza della caldaia, e adottando tubi di caduta non lambiti dai prodotti della combustione, esterni alla caldaia stessa.

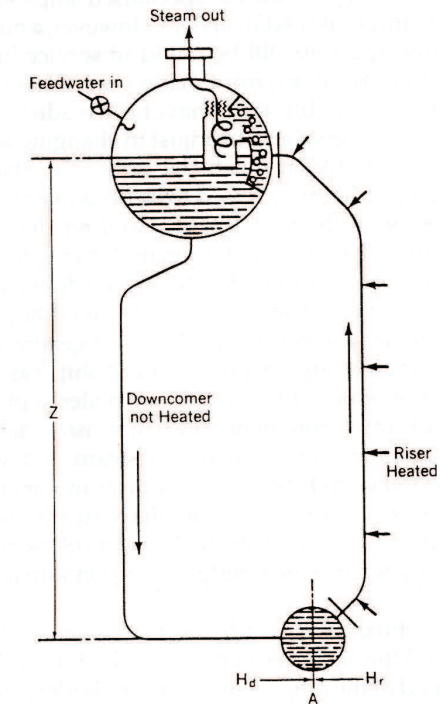


Figure 1 Simple natural circulation circuit (diagrammatic) including primary steam separator in drum.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

La camera di combustione può essere munita di bruciatori sul fronte (“**front-fired boilers**”) oppure sul cielo (“**top-fired boilers**”). Questi ultimi offrono il vantaggio di consentire alla fiamma un percorso più lungo senza pericolo di contatto diretto con le pareti della camera di combustione.

La posizione del **surriscaldatore** può variare a seconda del tipo della caldaia. In genere esso è posto fra due banchi di tubi vaporizzatori.

Se il surriscaldatore è posto nei pressi della camera di combustione, esso assorbe calore principalmente per irraggiamento, per cui, all’aumentare della produzione di vapore, la temperatura del vapore surriscaldato rimane pressochè costante, in quanto la temperatura dei gas rimane anch’essa costante.

Se invece il surriscaldatore è posto più verso lo scarico, esso assorbe calore principalmente per convezione. In tal caso la temperatura del vapore surriscaldato aumenta all’aumentare della produzione di vapore, poichè l’assorbimento di calore per convezione cresce più velocemente di quanto cresca la produzione di vapore.

Il surriscaldatore aumenta l’energia termica del vapore, migliorando il rendimento del ciclo e riducendo l’umidità del vapore e quindi il pericolo di erosione delle palette della turbina.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

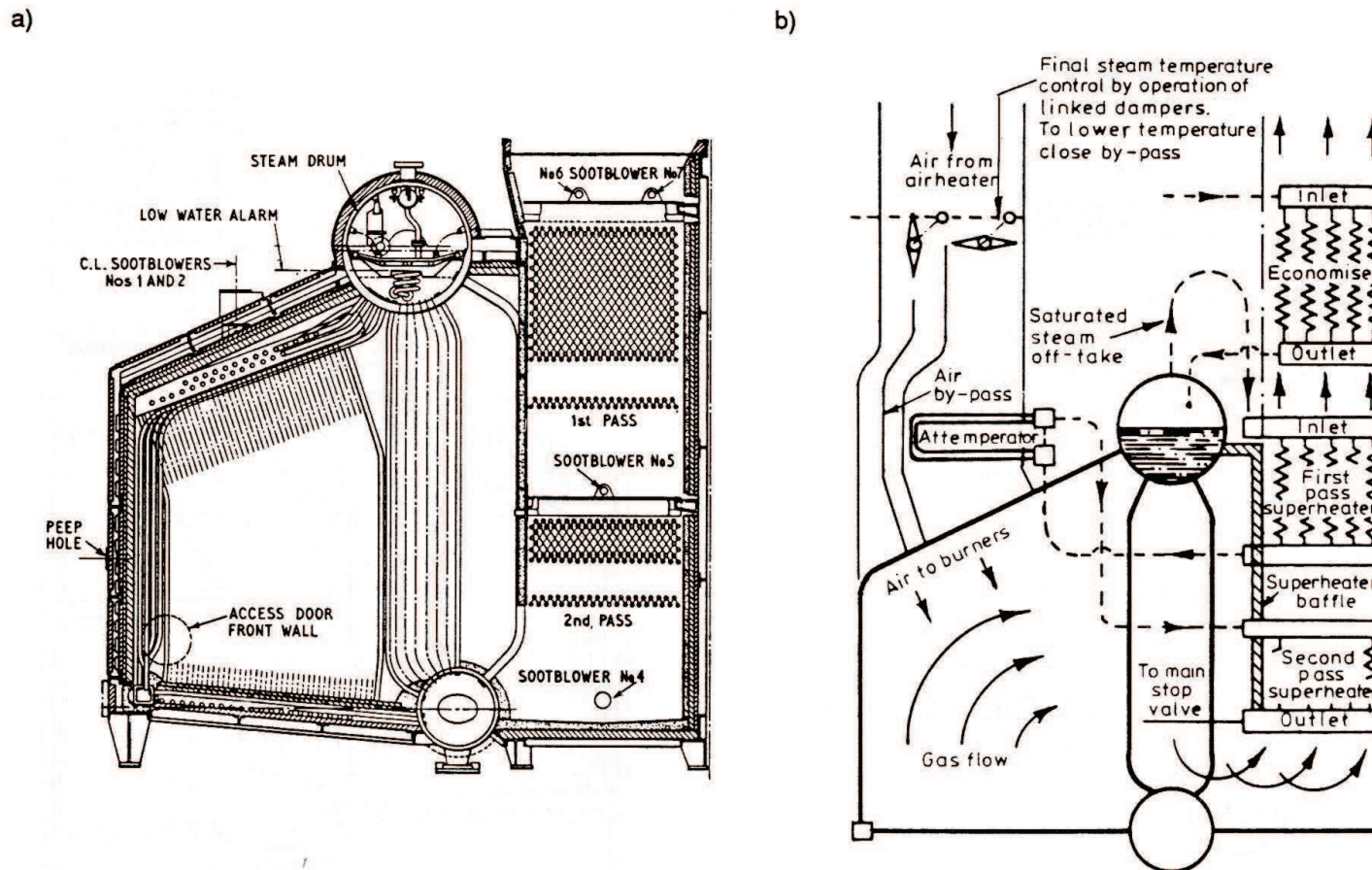


Figure 5 Foster Wheeler ESD I type boiler: a) sectional view; b) superheater and attemperator arrangement.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

Attemperatori e desurriscaldatori sono scambiatori di calore che riducono e regolano la temperatura del vapore surriscaldato. Essi possono essere di tipo interno, installati sia nel collettore inferiore che in quello superiore della caldaia, o di tipo esterno.

Il **desurriscaldatore interno** può consistere in un singolo tubo oppure può comprendere un certo numero di tubi di piccolo diametro collegati a manicotti e posti al disotto del livello dell'acqua nel collettore d'acqua o in quello del vapore.

Il **desurriscaldatore esterno** è uno scambiatore di calore a spruzzo che desurriscalda il vapore mettendolo in contatto con un getto d'acqua all'interno di un tubo di Venturi.

Il desurriscaldatore ha il compito di desurriscaldare una parte del vapore prodotto prima che esso venga utilizzato da macchinari ausiliari e serpentine di riscaldamento per usi vari (riscaldamento nafta, acqua, ecc.).

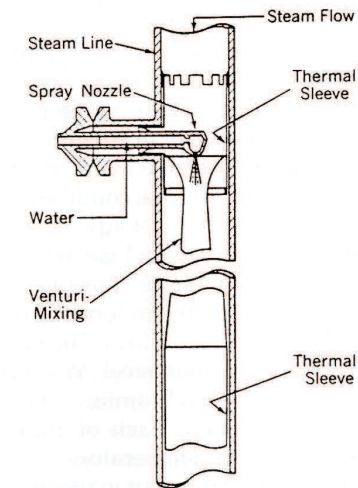


Figure 34 Spray attemperator showing thermal sleeve.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

Il desurriscaldatore a singolo tubo si impiega per portate di vapore di 2000 – 9000 kg/h. Oltre, fino a 65000 kg/h, si impiega il desurriscaldatore a più tubi. Entrambi i tipi producono vapore secco, ancora leggermente surriscaldato.

Il desurriscaldatore esterno trova uso in quelle applicazioni per le quali la qualità del vapore è relativamente poco importante.

Il controllo della temperatura finale del surriscaldato viene effettuato tramite un desurriscaldatore di controllo detto **attemperatore.**

Prima di uscire dal surriscaldatore, una parte del vapore surriscaldato viene prelevata e desurriscaldato nell'attemperatore. Il vapore desurriscaldato, la cui portata è regolata da una valvola a comando manuale o automatico, è quindi inviato all'ultimo passaggio del surriscaldatore ove si mescola al flusso principale del vapore e ne abbassa la temperatura al valore voluto.

Desurriscaldatori interni ed attemperatori cedono il calore di surriscaldamento del vapore all'acqua dei collettori e quindi non determinano perdite di energia nel bilancio termico della caldaia.

Impianti di propulsione navale

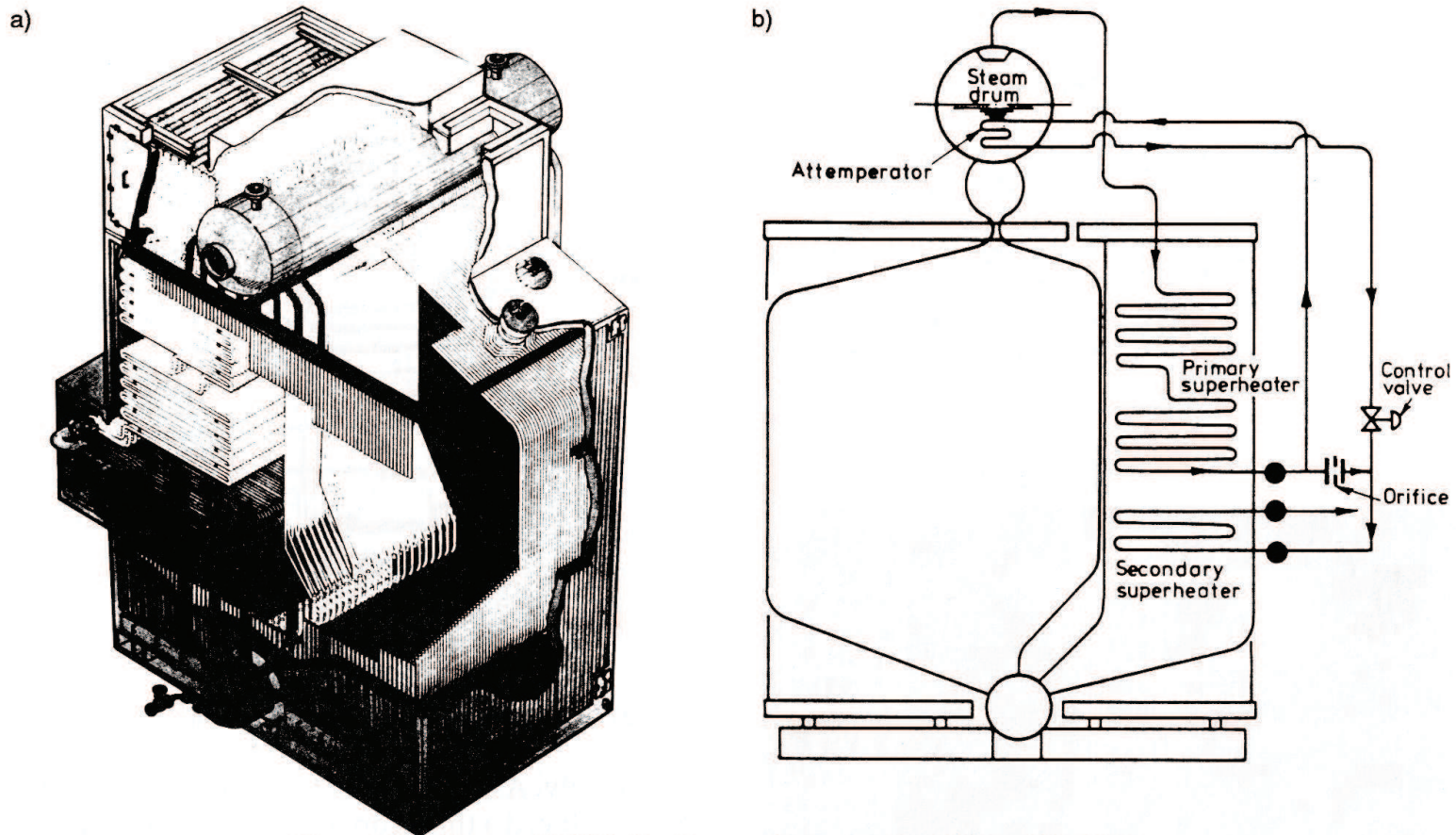


Figure 24 a) Kawasaki UF boiler; b) superheat control on UFE and UFC boiler.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

Se si vuol mantenere elevato il rendimento della caldaia, quanto più sale la pressione di funzionamento, tanto più si rende necessario il recupero del calore posseduto dai gas di scarico all'uscita dei banchi di tubi vaporizzatori.

Infatti, alle alte pressioni corrispondono temperature di saturazione del vapore via via più elevate. Per consentire lo scambio termico, le temperature dei gas dovranno comunque essere maggiori delle temperature del vapore, pertanto i gas della combustione abbandoneranno i banchi vaporizzatori a temperatura elevata e ancora sfruttabile.

Vi sono due metodi principali per ridurre la temperatura dei gas:

- riscaldare l'acqua di alimento in un **economizzatore**;
- riscaldare l'aria di combustione in un **preriscaldatore d'aria**.

L'applicazione di ciascun metodo, o di entrambi, è legata al tipo di ciclo termico adottato nell'impianto di propulsione, in particolare al numero di spillamenti previsti.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

Fin tanto che si adotta un ciclo semplice (fino a 3 spillamenti), l'acqua di alimento arriverà in caldaia a circa 150 °C e ciò renderà conveniente l'uso dell'**economizzatore**.

Se si adottano cicli sofisticati con riscaldatori d'alimento ad alta pressione, l'acqua d'alimento arriverà in caldaia a 220 – 230 °C e ciò renderà conveniente l'uso di **preriscaldatori d'aria a gas**. In questi casi l'economizzatore scompare o viene ridotto.

Gli economizzatori possono suddividersi in:

- **economizzatori a tubi lisci**
- **economizzatori a tubi alettati (“extended surface type”)**

Per il preriscaldamento dell'aria sono stati utilizzati, in tempi recenti, i **preriscaldatori rigenerativi rotanti tipo Ljungstrom**. Essi consistono in un involucro stagno ai gas comune al sistema di alimentazione aria a tiraggio forzato e al sistema di scarico gas della caldaia. Il componente fondamentale è costituito da un rotore in cui sono disposte le piastre destinate a trasferire il calore dai gas all'aria. L'aria fluisce assialmente su un lato del rotore, mentre i gas fluiscono sull'altro lato dello stesso in direzione opposta. Quando il rotore è in rotazione, il calore è trasferito con continuità dai gas alle piastre e da queste ceduto all'aria.

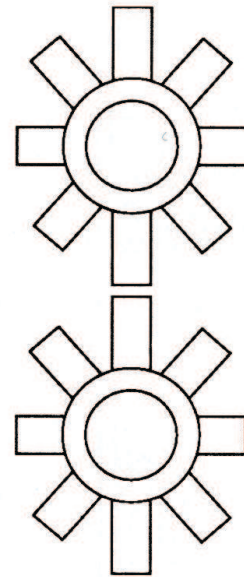
Impianti di propulsione navale

La caldaia

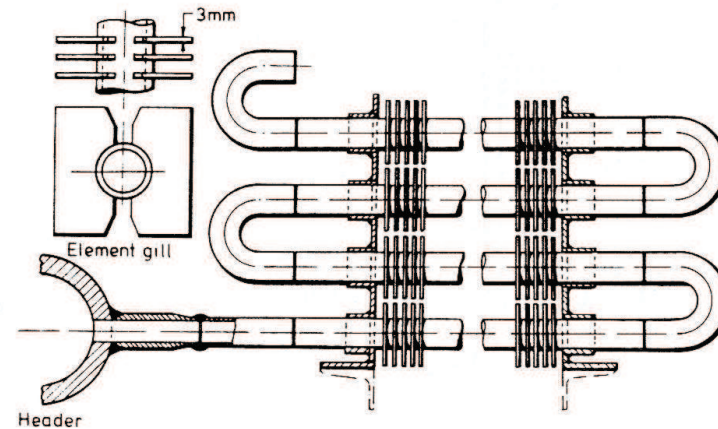
a)

rows of 12.5mm x 3mm
oval studs at 12.5mm pitch
along the tube

direction of
gas flow



b)



c)

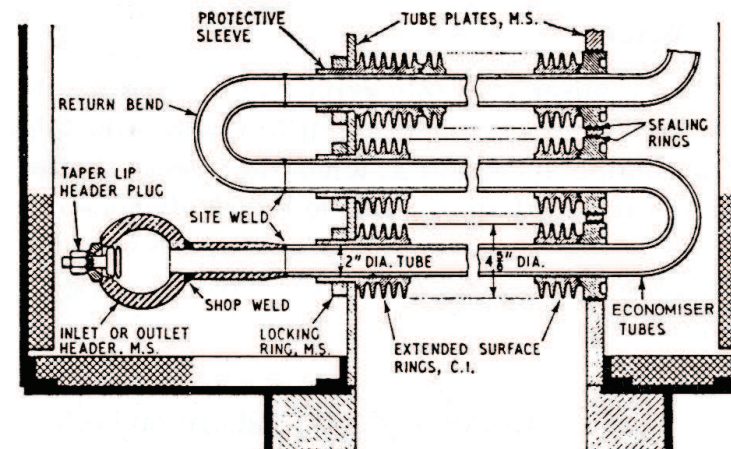


Figure 35 a) Mild steel stud economiser surface; b) mild steel plate fin economiser surface; c) cast iron gill economiser surface.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

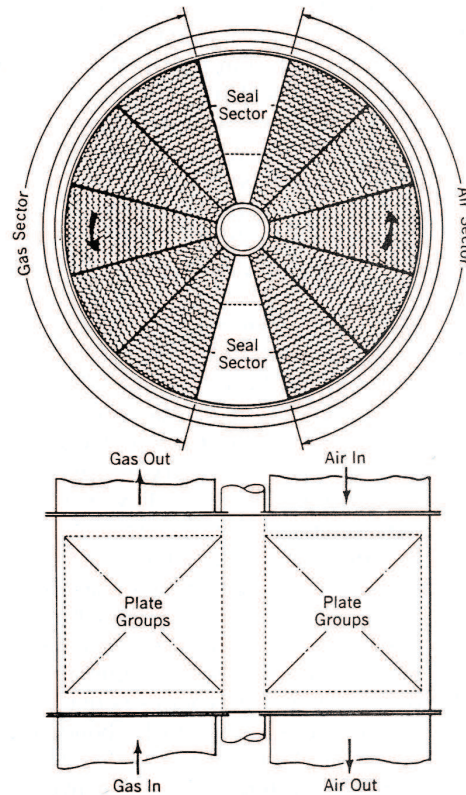


Figure 40 Diagrammatic arrangement of rotary regenerative air heater (vertical shaft arrangement) with gas and air counterflow.

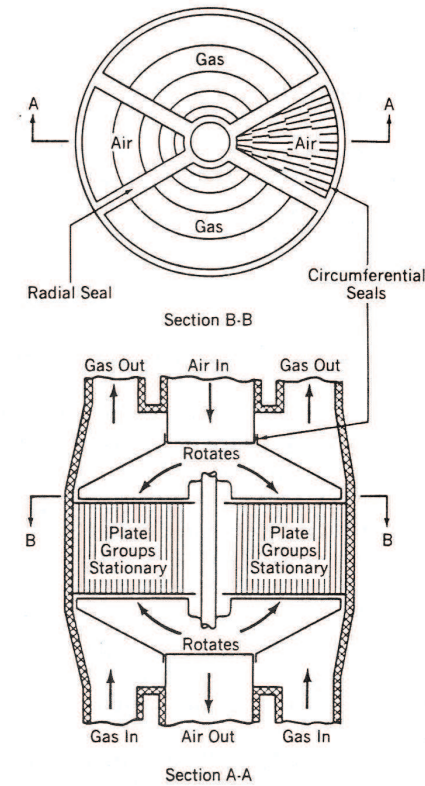
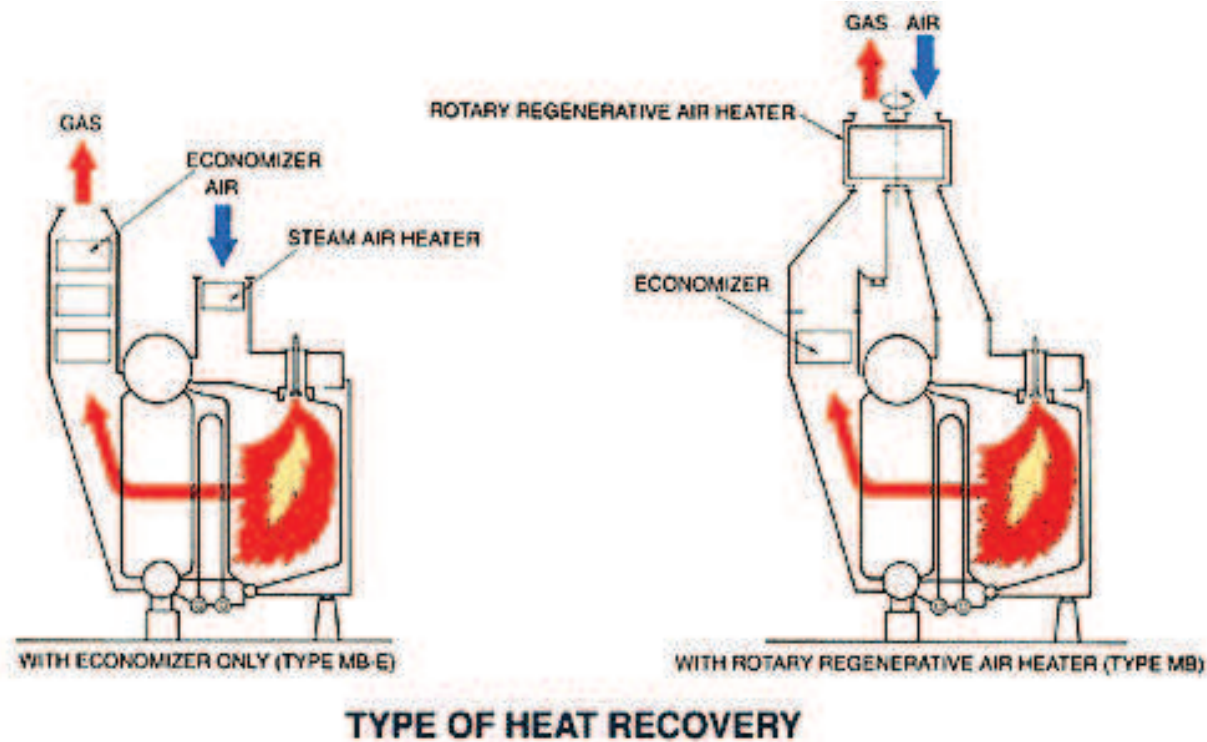


Figure 41 Arrangement of counterflow regenerative air heater with stationary plates.

Impianti di propulsione navale

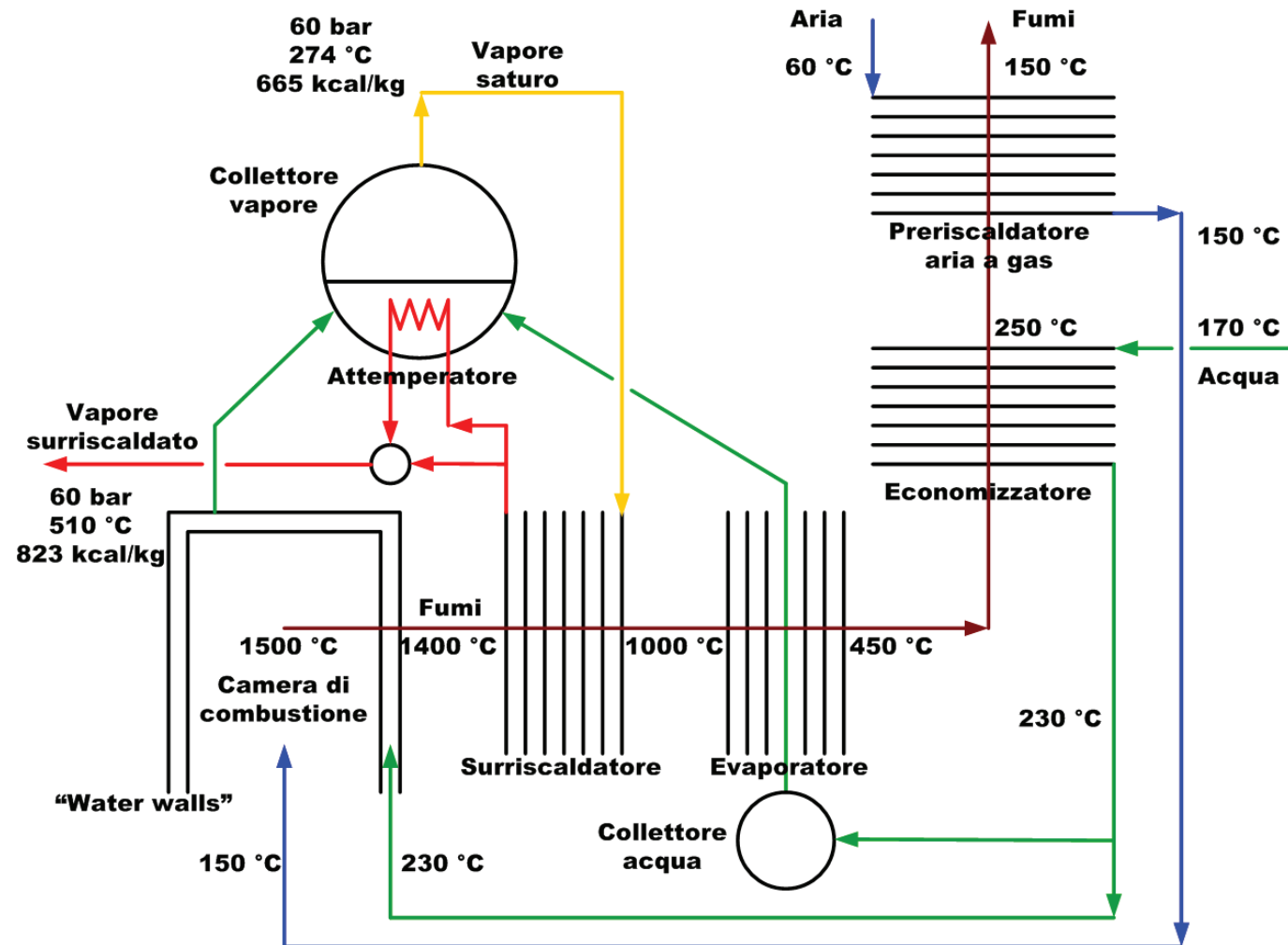


- **Recupero di calore tramite preriscaldatore dell'acqua alimento (economizzatore)**
- **Riscaldamento dell'aria di combustione con vapore spillato dal ciclo (riscaldatore d'aria a vapore)**

- **Recupero di calore tramite preriscaldatore dell'acqua alimento (economizzatore)**
- **Recupero di calore tramite riscaldamento dell'aria di combustione con riscaldatore d'aria a gas di tipo rigenerativo rotante (Ljungstrom)**

Impianti di propulsione navale

La caldaia



Impianti di propulsione navale

La caldaia

Alcuni parametri importanti

- **Potenzialità massima della caldaia.**
E' la quantità oraria di vapore, espressa in chilogrammi o tonnellate, generata alle condizioni di pressione e temperatura richieste per sviluppare la potenza massima contrattuale dell'apparato motore.
- **Potenzialità della caldaia in sovraccarico.**
La potenzialità in sovraccarico viene specificata nel progetto della caldaia. Per navi militari, era di solito pari al 120% della potenzialità massima, con riferimento sia alla produzione oraria di vapore che alla quantità oraria di combustibile bruciata.
- **Pressione all'uscita del surriscaldatore.**
E' la pressione del vapore misurata in condizioni di servizio all'uscita del surriscaldatore.
- **Pressione al collettore.**
E' la pressione del vapore misurata in condizioni di servizio all'interno del collettore.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

- **Pressione di esercizio.**
E' la pressione costante alla quale la caldaia viene fatta funzionare. La pressione di esercizio può essere riferita sia al collettore che all'uscita del surriscaldatore, a seconda del tipo di caldaia.
- **Pressione di progetto.**
E' il valore massimo della pressione assunto dal costruttore quale parametro di progetto della caldaia. La pressione di progetto è sempre maggiore della pressione di esercizio.
- **Temperatura di progetto.**
E' la massima temperatura all'uscita del surriscaldatore in condizioni di servizio specificate, normalmente quando la caldaia sviluppa la sua potenzialità massima.
- **Temperatura di esercizio.**
E' la temperatura misurata in condizioni di servizio all'uscita del surriscaldatore. Coincide con la temperatura di progetto quando la caldaia sta funzionando nella condizione in cui è stata definita la temperatura di progetto.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

- **Superficie totale di riscaldamento**
E' la somma delle superfici dell'economizzatore, dei tubi evaporatori e del surriscaldatore. Tali superfici partecipano allo scambio termico e sono esposte da un lato al flusso dei gas della combustione e dall'altro al flusso dell'acqua e del vapore.
- **Superficie del surriscaldatore**
E' la parte di superficie totale di riscaldamento in cui il vapore viene surriscaldato dopo esser uscito dal collettore.
- **Superficie dell'economizzatore**
E' la parte di superficie di totale riscaldamento in cui l'acqua di alimento viene preriscaldata prima di entrare nel collettore.

Impianti di propulsione navale

La caldaia

Classificazione delle caldaie

- **Caldaie principali**
- **Caldaie ausiliarie**
- **Caldaie a tubi di fumo**
- **Caldaie a tubi d'acqua**
- **Caldaie a circolazione naturale**
- **Caldaie a circolazione forzata**
- **Caldaie a camera di combustione singola**
- **Caldaie a camera di combustione doppia**

Impianti di propulsione navale

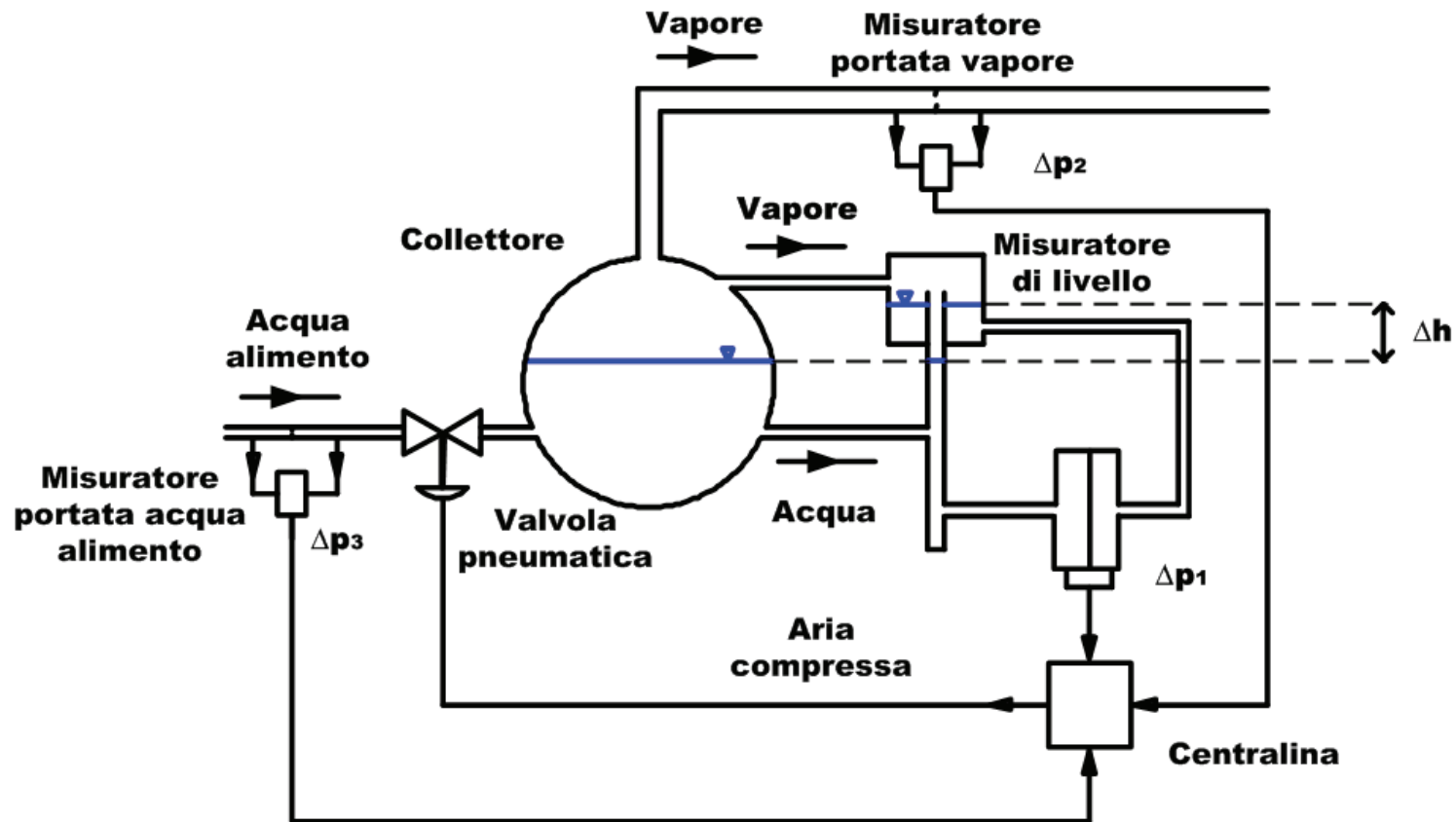
La caldaia

Classificazione delle caldaie

- **Caldaie con bruciatori sul fronte (“front-fired boilers”)**
- **Caldaie con bruciatori verticali superiori (“top-fired boilers”)**
- **Caldaie con surriscaldatore ad irraggiamento**
- **Caldaie con surriscaldatore a convezione**
- **Caldaie con controllo della temperatura del surriscaldato**
- **Caldaie senza controllo della temperatura del surriscaldato**
- **Caldaie con camera di combustione pressurizzata**

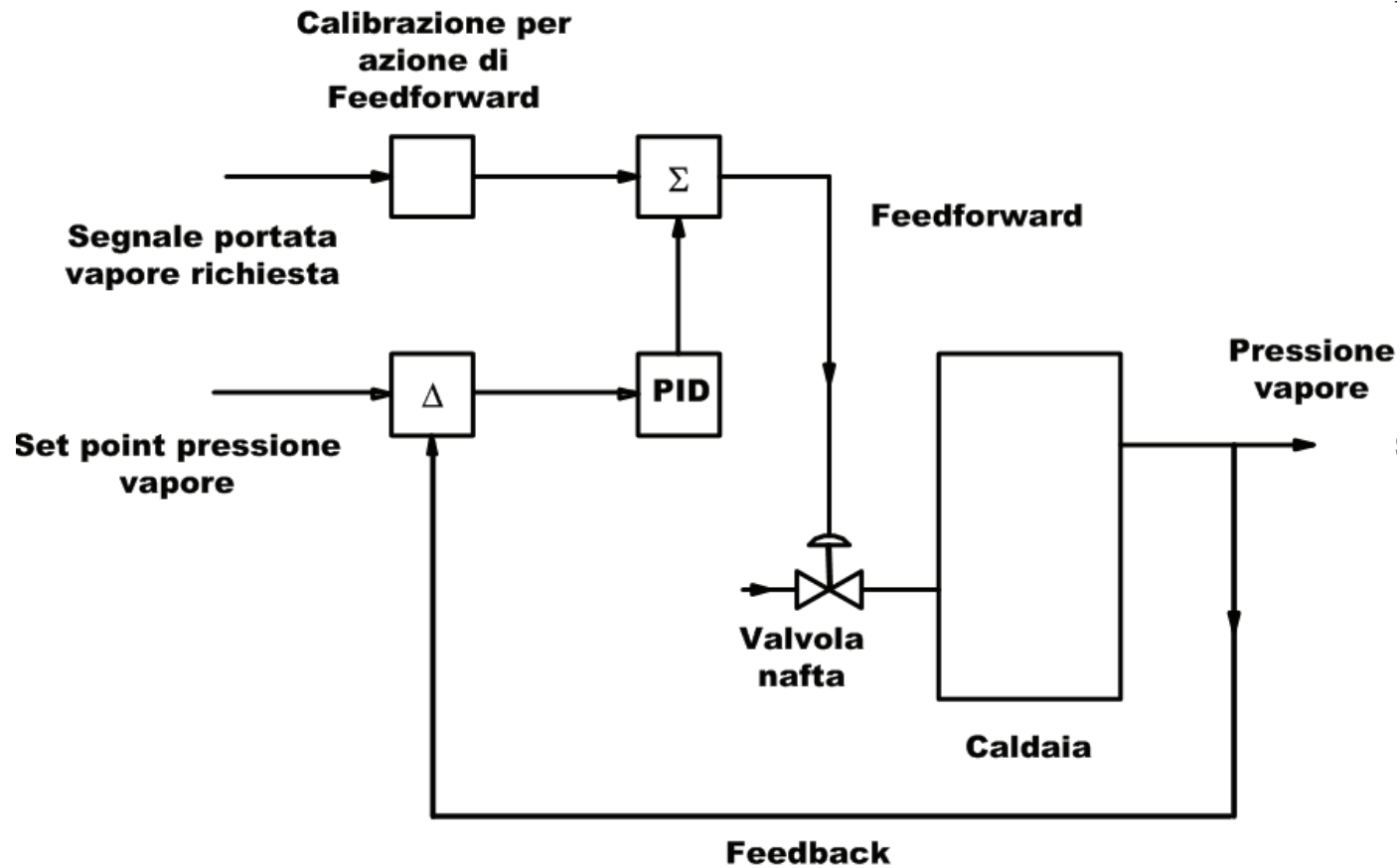
Impianti di propulsione navale

Controllo livello caldaia



Impianti di propulsione navale

Controllo combustione caldaia



Impianti di propulsione navale

Controllo del livello caldaia

Il primo elemento di controllo confronta il livello effettivo dell'acqua nel collettore con il livello voluto. La differenza fra i due valori, ossia il segnale di errore, viene usata per posizionare la valvola alimento con azione proporzionale ed integrale. Durante i transitori di carico, il livello nel collettore varia in senso opposto a quanto sarebbe logico aspettarsi: ad un aumento di richiesta di vapore corrisponde un innalzamento temporaneo del livello causato dalla brusca diminuzione della pressione e viceversa. Pertanto il primo elemento di controllo agirebbe in senso contrario a quanto necessario.

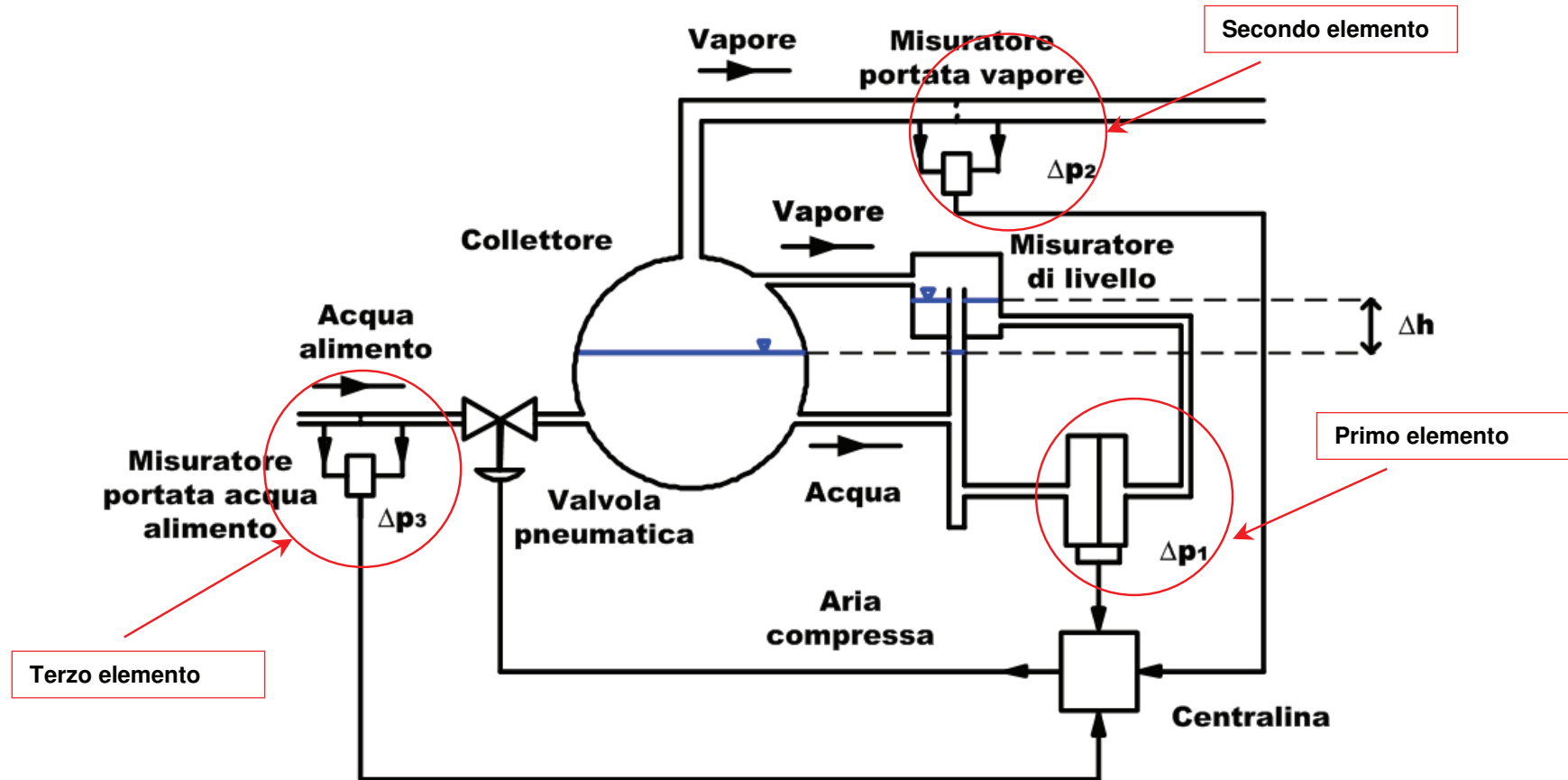
Viene quindi introdotto un secondo elemento di controllo formato da un anello tipo "feed forward" che utilizza il segnale originato dalla portata del vapore per posizionare correttamente la valvola alimento.

Durante i transitori agisce solo il secondo elemento mentre il primo viene escluso.

Il terzo elemento di controllo viene adottato nelle caldaie più moderne in cui sia necessaria una regolazione estremamente precisa della portata dell'acqua alimento. La sommatoria dei primi due segnali di controllo, ossia la richiesta di acqua alimento, viene confrontata con l'effettiva portata d'acqua alimento e la differenza, mediante azione proporzionale ed integrale, va a costituire il segnale di richiesta d'acqua alimento in uscita dal regolatore.

Impianti di propulsione navale

Controllo livello caldaia



Impianti di propulsione navale

Controllo della combustione

Per il controllo della combustione si impiega un sistema ad anello chiuso (“feed back”) in cui la pressione effettiva nel collettore viene misurata e confrontata con il valore di pressione voluto. La differenza fra i segnali, ossia il segnale di errore, viene usata per comandare la valvola della nafta con azione proporzionale all’errore e, a volte, anche con azione integrale e derivativa. L’azione unicamente proporzionale provoca uno scarto (“offset”) della pressione finale da quella voluta. Per aumentare la prontezza di risposta del sistema, il controllo mediante feed-back viene completato con l’introduzione di un controllo feed forward. Esso consiste in un segnale proveniente da un misuratore di portata del vapore che rende possibile scoprire la variazione di carico della caldaia prima che la pressione del vapore abbia il tempo variare a sua volta. L’azione feed forward posiziona subito la valvola della nafta secondo una curva di calibrazione della portata vapore in funzione della portata nafta memorizzata nel sistema.

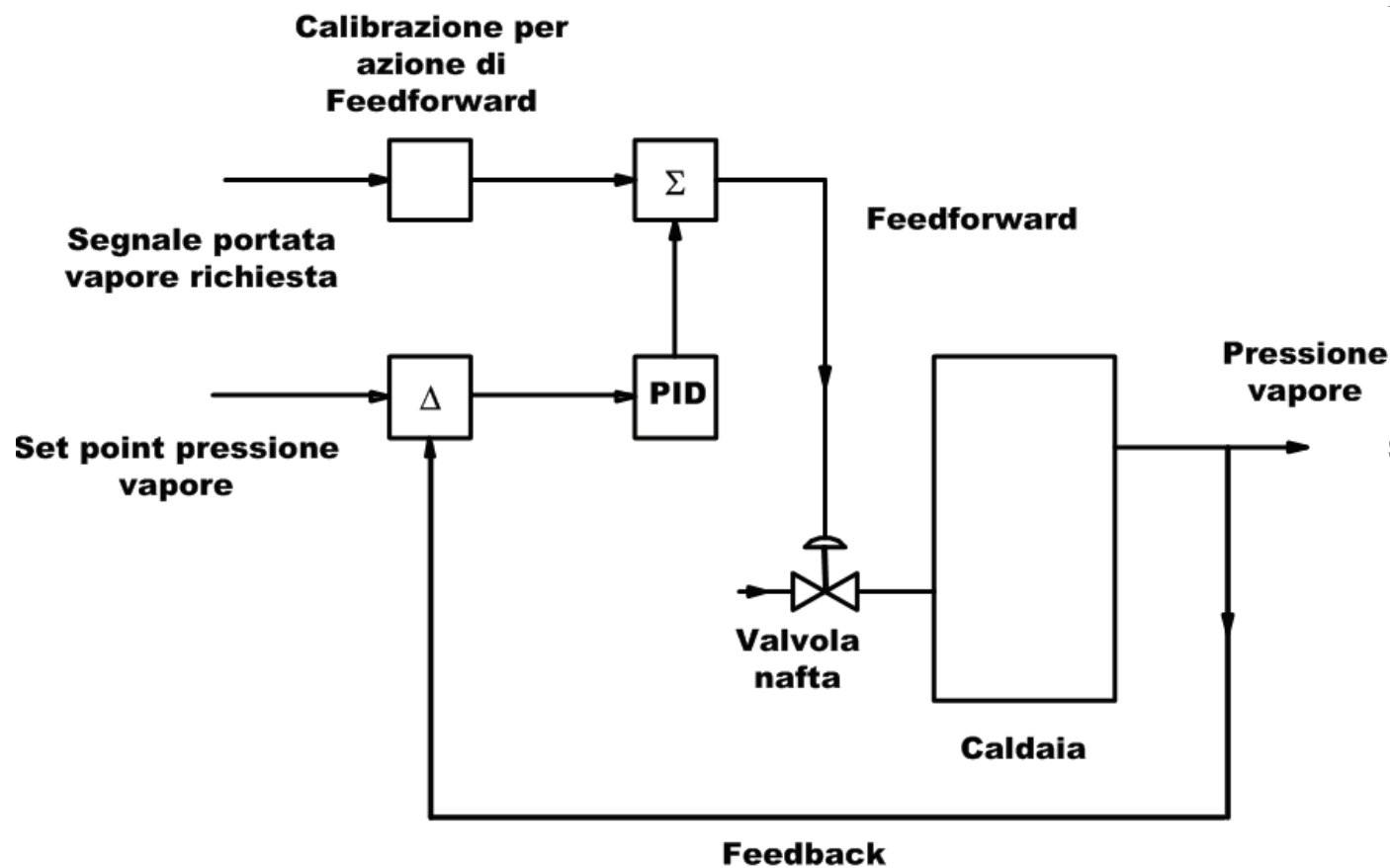
Per la regolazione della combustione è necessario agire sia sulla portata nafta che sulla portata aria di combustione. A tal fine, il segnale di richiesta portata nafta agisce sul sistema di controllo del tiraggio forzato, operando o sulle serrande poste sulla mandata o su quelle poste all’aspirazione dei ventilatori.

Impianti di propulsione navale

**Il flusso dell'aria viene fatto variare nello stesso senso di quello della nafta.
Il flusso dell'aria è misurato da un venturimetro posto nella condotta di aspirazione del ventilatore, mentre il flusso della nafta è misurato in base alla caduta di pressione in un orificio tarato posto sulla tubazione di mandata della nafta.**

Impianti di propulsione navale

Controllo combustione caldaia



Impianti di propulsione navale

La turbina

Organi essenziali della turbina :

- ❖ il distributore, in cui il salto entalpico disponibile viene parzialmente o completamente trasformato in energia cinetica,
- ❖ la girante, in cui l'energia cinetica e l'eventuale salto entalpico residuo del vapore vengono convertiti in energia meccanica utilizzabile all'albero.

Come già anticipato, le turbine si possono classificare in due tipi fondamentali :

- ❖ **turbine ad azione** in cui l'intero salto entalpico disponibile viene convertito in energia cinetica nel distributore. Il lavoro meccanico raccolto all'albero della turbina è pari alla diminuzione di energia cinetica del vapore nella girante :

$$1 = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2)$$

Impianti di propulsione navale

- ❖ **turbine a reazione** in cui il salto entalpico disponibile viene convertito in energia cinetica nel distributore solo parzialmente. Il lavoro meccanico raccolto all'albero della turbina è prodotto in parte dalla diminuzione di entalpia del fluido all'interno dei condotti interpalari e in parte dalla diminuzione dell'energia cinetica che il fluido possedeva all'ingresso della girante :

$$l = (h_1 - h_2) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2)$$

La caduta di entalpia all'interno dei condotti interpalari della ruota provoca un aumento della velocità relativa del fluido :

$$h_1 - h_2 = \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2)$$

Perciò si ha :

$$l = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) + \frac{1}{2}(w_2^2 - w_1^2)$$

l = lavoro per azione + lavoro per reazione

Impianti di propulsione navale

La turbina

Si definisce “grado di reazione” dello stadio della turbina il rapporto fra l’entalpia convertita nella girante e l’entalpia totale :

$$\varepsilon = \frac{(w_2^2 - w_1^2)}{(c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)}$$

Le turbine ad azione si possono suddividere in :

- ❖ turbine ad un salto di velocità, formate da un distributore e da una girante con una sola corona di pale (turbine De Laval),
- ❖ turbine a più salti di velocità, formate da un distributore e da una girante con più corone di pale fra le quali sono interposti condotti raddrizzatori fissi. Le corone di pale in genere non sono più di due con un raddrizzatore intermedio (turbine Curtis).
- ❖ turbine a salti di pressione pluristadio. Ogni stadio è formato da un distributore e da una girante con una sola corona di pale (turbine Rateau).

Impianti di propulsione navale

La turbina

Nelle turbine a salti di velocità l'intera caduta entalpica del vapore viene elaborata nel distributore. Nelle giranti avviene la trasformazione dell'energia cinetica del vapore in energia meccanica, con progressiva diminuzione della velocità fra uno stadio e il successivo.

Nelle turbine a salti di pressione, la caduta entalpica viene frazionata fra i singoli stadi: il distributore di ogni stadio trasforma l'entalpia in ingresso in energia cinetica, con conseguente diminuzione della pressione del vapore e aumento della velocità. Nella girante l'energia cinetica viene convertita in lavoro meccanico a pressione costante, mentre la velocità diminuisce.

Si hanno infine le turbine a reazione, con grado di reazione normalmente pari a 0.5, in cui il salto entalpico è elaborato in parti uguali nel distributore e nella girante (turbine Parsons). Tali turbine sono di norma suddivise in più stadi.

Impianti di propulsione navale

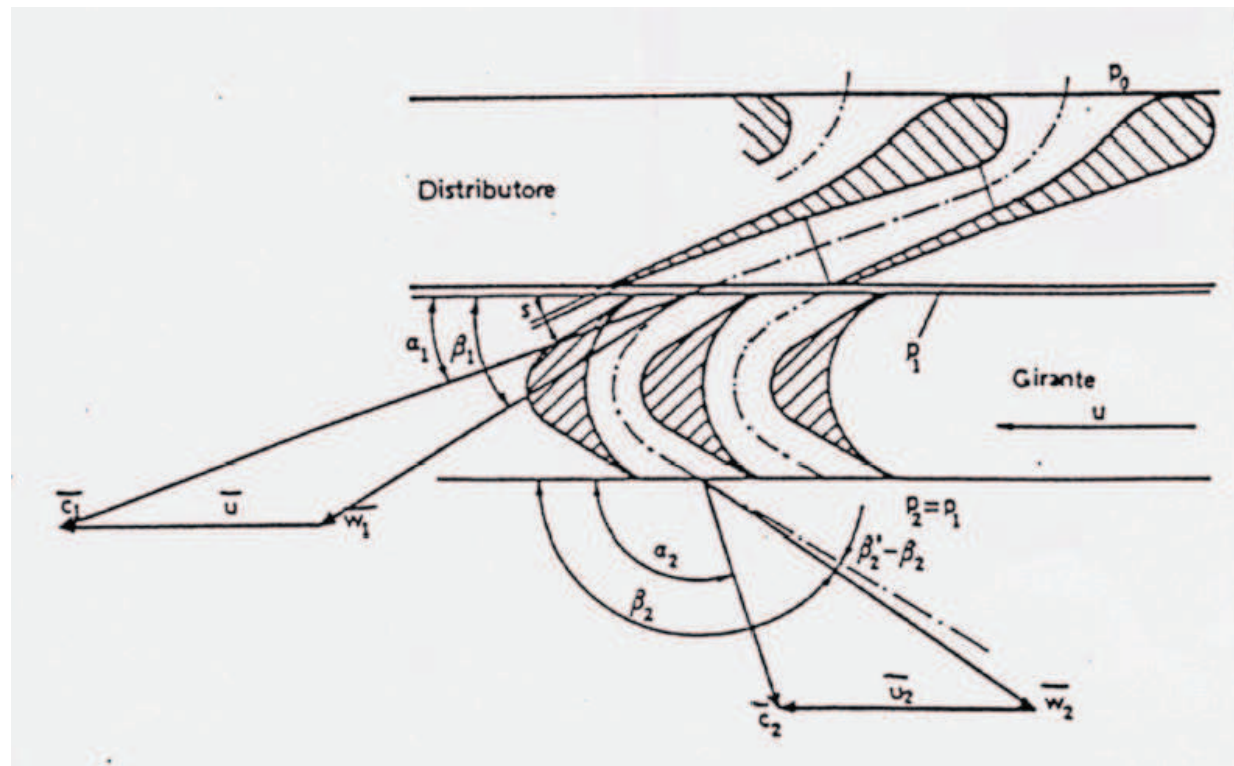
La turbina De Laval

Condizione di massimo rendimento della palettatura :

$$u / c_1 = \cos \alpha_1 / 2$$

(= circa 0.5)

Dati i salti entalpici solitamente a disposizione, questa condizione impone un valore eccessivo della velocità periferica u .



Triangoli delle velocità e forma delle pale in una turbina De Laval

Impianti di propulsione navale

La turbina Curtis

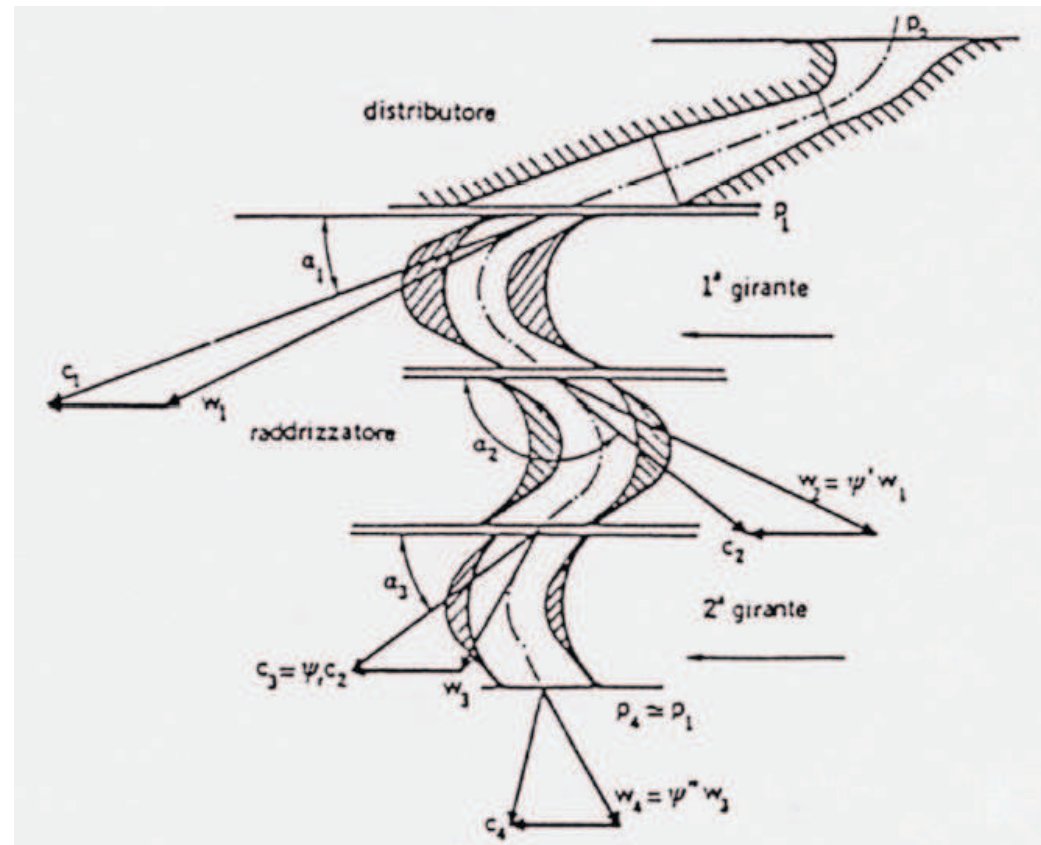
Condizione di massimo rendimento della palettatura :

$$u / c_1 = \cos \alpha_1 / (2 z_v) \quad \text{ove :}$$

➤ z_v è il numero di stadi.

A parità di velocità d'ingresso c_1 , e quindi di salto entalpico elaborato, la turbina Curtis ha una velocità periferica u ottimale minore rispetto alla De Laval.

Il rendimento della turbina Curtis è inferiore rispetto alla De Laval e decresce all'aumentare del numero di stadi : per tale ragione la Curtis non ha in genere più di due stadi.



Triangoli delle velocità e forma delle pale in una turbina Curtis

Impianti di propulsione navale

La turbina Rateau

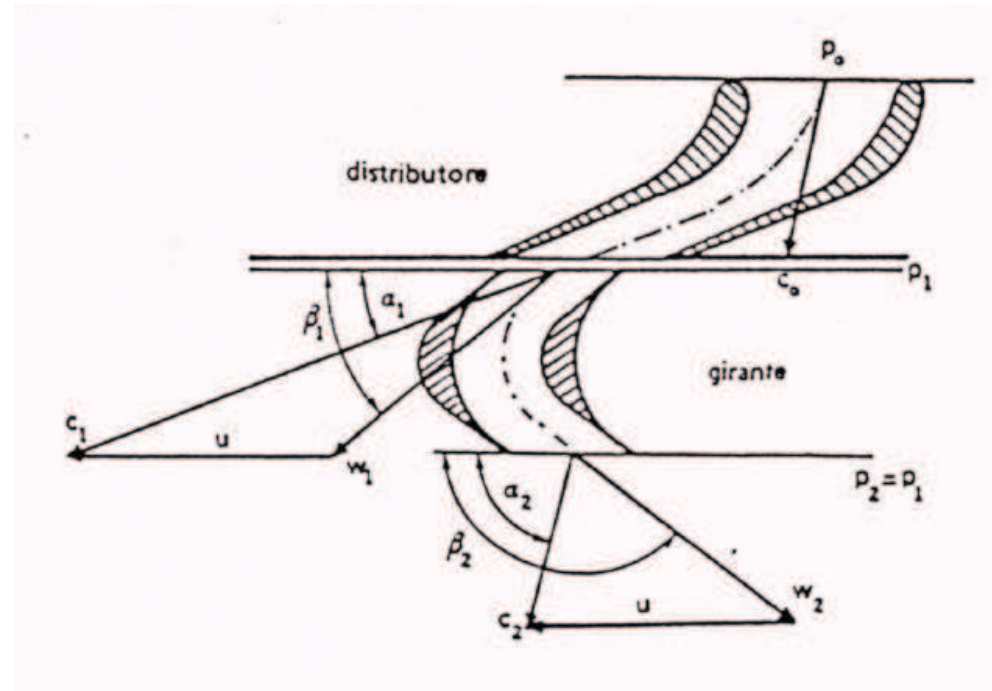
Ogni stadio della turbina Rateau è uno stadio De Laval, quindi, se si suppone di dividere il salto entalpico uniformemente nei vari stadi, la condizione di massimo rendimento è :

$$u / c_1^t = \cos \alpha_1 / (2 (z_p)^{0.5})$$

ove :

➤ c_1^t è la velocità teorica relativa alla caduta entalpica totale nella turbina

➤ z_p è il numero di stadi



Triangoli delle velocità e forma delle pale in una turbina Rateau

Impianti di propulsione navale

La turbina Parsons

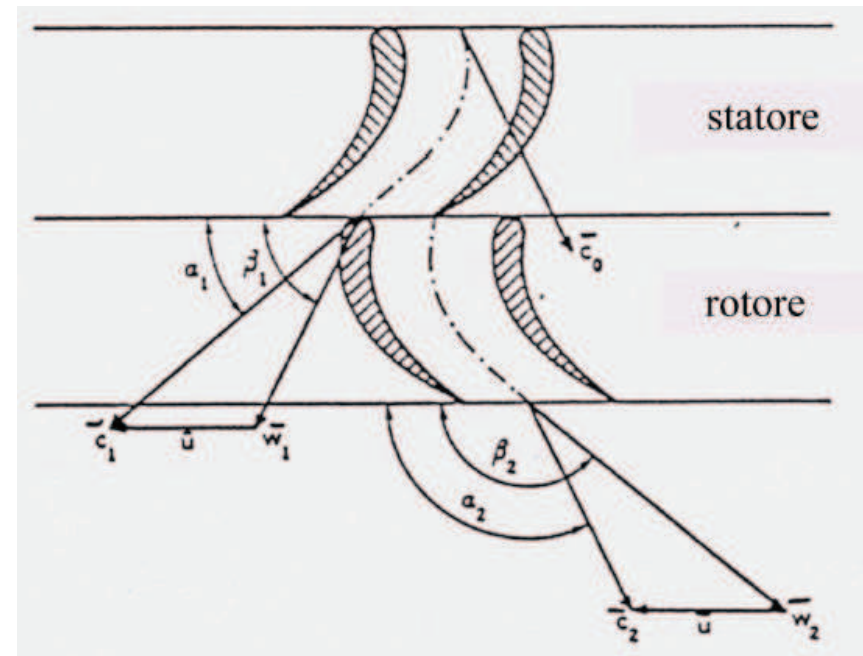
Condizione di massimo rendimento della palettatura :

$$u / c_1 = \cos \alpha_1$$

(= circa 1.0)

A parità di velocità periferica u , lo stadio Parsons elabora un salto entalpico pari a circa la metà di quello elaborato dalla turbina de Laval.

Ciò significa che, a parità di u , si richiedono due stadi a reazione ove ne basta uno ad azione.



Triangoli delle velocità e forma delle pale in una turbina Parsons

Impianti di propulsione navale

La turbina Parsons

Il fatto che la turbina Parsons richieda, a parità di salto entalpico, un numero doppio di stadi rispetto alla turbina ad azione, rappresenta uno svantaggio per un impianto navale che deve essere compatto e di lunghezza limitata.

La turbina a reazione presenta inoltre un rotore con maggior distanza fra i cuscinetti. Quest'ultimo è uno svantaggio dal punto di vista delle deformazioni termiche che si verificano nei transitori, frequenti nell'esercizio della nave.

Poichè nella turbina a reazione circa la metà del salto di pressione viene elaborato entro la palettatura mobile, sono necessarie tenute efficienti che minimizzino le fughe di vapore e mantengano il rendimento. Questa condizione non è sempre rispettata negli impianti navali.

Impianti di propulsione navale

Caratteristiche costruttive delle turbine navali

La configurazione consueta della turbina navale è a due cilindri, con il cilindro di alta pressione e quello di bassa pressione sistemati fianco a fianco. Gli alberi di uscita dei due corpi della turbina sono collegati, tramite giunti flessibili, agli alberi di ingresso del riduttore di giri.

Per ottimizzare il riduttore, le potenze sviluppate da ciascun corpo della turbina sono pressochè uguali fra loro.

In testa alla **turbina di alta pressione** viene posto un primo stadio a uno o due salti di velocità (De Laval o Curtis) in cui la pressione del vapore viene fatta cadere ad un valore pari al 55-60 % del valore iniziale. Tale tipo di turbina si presta bene alla regolazione per parzializzazione,

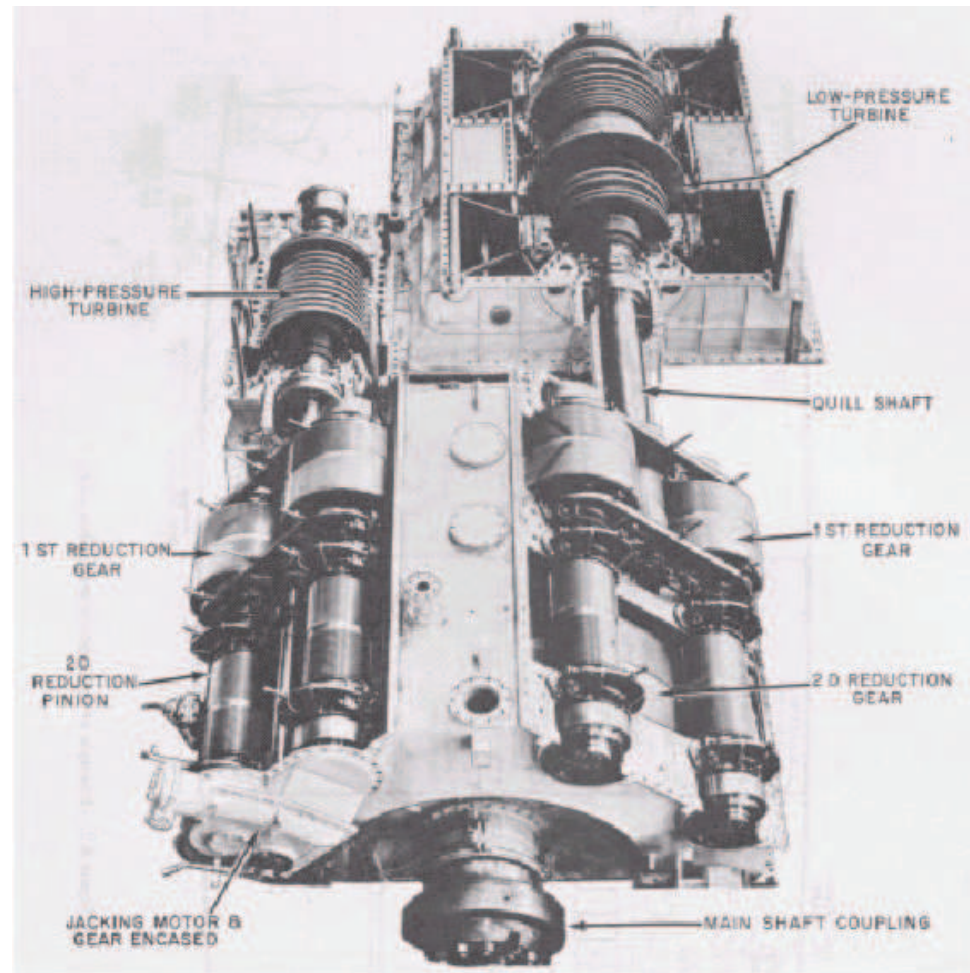
Gli stadi successivi, sia nel corpo di alta che in quello di bassa pressione, sono del tipo ad azione a salti di pressione (Rateau).

Per le ragioni viste, non si usano stadi a reazione.

Fra una girante e l'altra sono posti i diaframmi muniti di ugelli distribuiti lungo tutta la circonferenza.

Impianti di propulsione navale

TURBINA NAVALE A DUE CORPI “CROSS COMPOUND”



Impianti di propulsione navale

Dal punto di vista del rendimento, la soluzione migliore è quella di adottare una turbina di alta pressione di piccolo diametro e ad alta velocità di rotazione. La turbina di bassa pressione richiederà palette di diametro più elevato la cui velocità di rotazione dovrà essere limitata al fine di mantenere entro limiti accettabili gli sforzi dovuti alla forza centrifuga.

Per una turbina di 24 MW, la turbina di alta pressione avrà un diametro degli ugelli / palette di circa 500 mm e una velocità di circa 6500 giri/min. mentre la turbina di bassa pressione avrà una velocità di circa 3500 giri/min.

In alcuni casi, volendo ottenere il massimo rendimento con elevate condizioni del vapore all'ammissione, si sono adottate turbine di alta pressione con velocità da 12000 a 14000 giri/min. e tripla riduzione dei giri.

Dopo l'espansione nella turbina di alta pressione, il vapore passa nella **turbina di bassa pressione attraverso il tubo di "cross-over" dotato di giunti di espansione che permettono la dilatazione differenziale dei corpi di alta e bassa pressione nella fase di riscaldamento fino al raggiungimento della temperatura normale di esercizio.**

Impianti di propulsione navale

Il corpo della turbina di bassa pressione è diviso in due parti in modo da accogliere la turbina di marcia addietro.

La turbina di marcia addietro è suddivisa in uno stadio Curtis a due salti di velocità seguito da uno stadio singolo a salto di pressione.

La turbina di M.AD. sviluppa solo il 35-40% della potenza di M.AV. pur elaborando la medesima portata di vapore. Ciò significa che il suo rendimento è molto basso.

Supponendo che la turbina di M.AD. sviluppi il 40% della potenza di M.AV., si fa in modo che essa abbia una velocità pari al 50% della M.AV. e produca quindi un momento torcente pari all'80% del momento in M.AV. Ciò è importante per assicurare che la nave si arresti in distanze ragionevoli in caso di emergenza.

La turbina di M.AD. ruota sempre, anche in M.AV. La sua girante è posta in coda alla turbina di bassa pressione e si trova quindi alla pressione del condensatore : ciò limita le perdite per effetto ventilante quando ruota in M.AV.

La regolazione della turbina di M.AD. è fatta direttamente dalla valvola di ammissione tramite laminazione del vapore.

Impianti di propulsione navale

Nell'ultimo stadio di bassa pressione il vapore ha un'umidità notevole: l'espansione avviene sotto la curva limite con un titolo del vapore che, di norma, non deve essere inferiore a 0.88 (12% di umidità). Le goccioline di umidità provocano erosione e corrosione delle palette: per evitare tali fenomeni, in taluni casi le palette vengono rivestite di stellite.

Il **condensatore viene usualmente montato al di sotto della turbina di bassa pressione: in tal caso lo scarico del vapore avviene con deviazione del flusso verso il basso.**

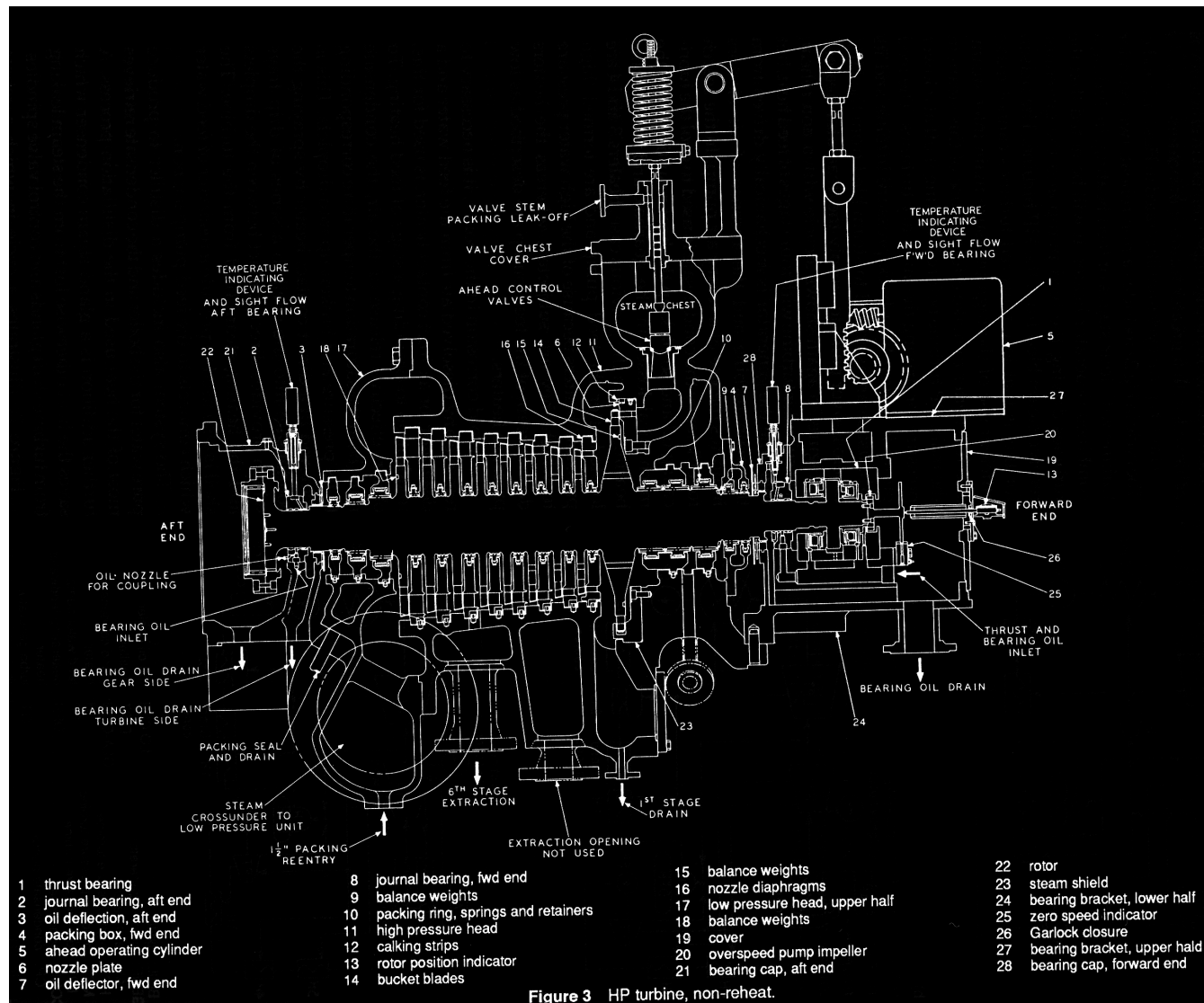
Alcune turbine, progettate per il massimo rendimento, presentano lo scarico del vapore di tipo assiale con il condensatore situato in testa alla turbina. L'asse dell'ingresso del vapore al condensatore è allo stesso livello dell'asse della turbina.

Impianti di propulsione navale

Nel caso di scarico del vapore deviato verso il basso, vi sono diverse soluzioni costruttive per fissare i condensatori:

- ❖ turbina e condensatore con fondazioni indipendenti. Fra le flange della turbina e del condensatore viene interposto un giunto flessibile che assorbe le dilatazioni termiche,**
- ❖ turbina di BP che supporta il condensatore. Per evitare che l'intera massa del condensatore e dell'acqua in esso contenuta risulti appesa alla turbina, il condensatore è munito inferiormente di supporti a molla fissati a scafo. Essi sono progettati per assorbire le dilatazioni termiche in servizio.**

Impianti di propulsione navale



Impianti di propulsione navale

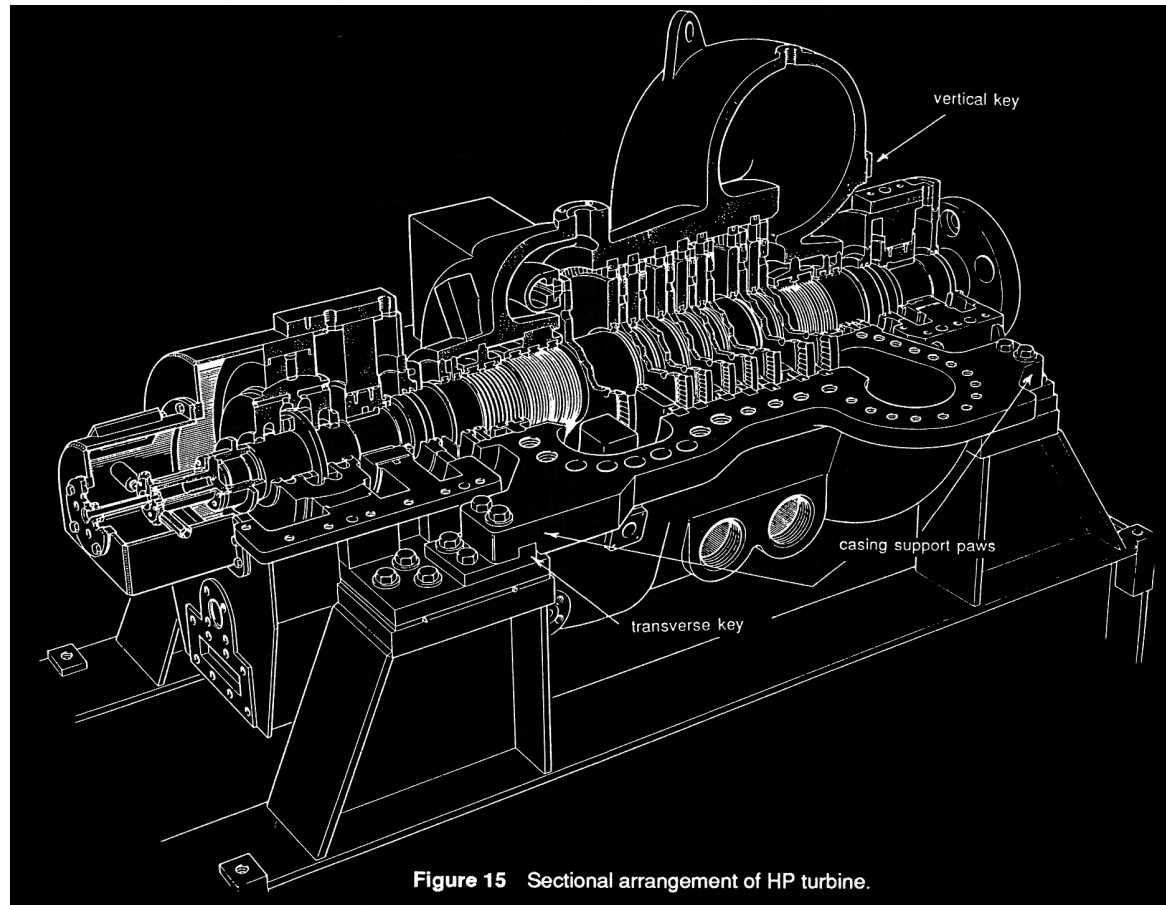
Le turbine sono supportate da fondazioni collegate alla struttura del doppiofondo dello scafo. L'estremità poppiera della turbina è un punto fisso mentre quella prodiera è sorretta da lame flessibili o piedi scorrevoli lubrificati che permettono movimenti longitudinali ma non verticali o trasversali della cassa della turbina.

Le *casce delle turbine* sono costituite da fusioni di acciaio debolmente legato. Il materiale deve possedere adeguate caratteristiche di resistenza al fenomeno di "creep" (scorrimento del materiale alle alte temperature).

Si nota che la resistenza dell'acciaio alle temperature di esercizio delle turbine può essere pari alla metà della resistenza a temperatura ambiente.

La cassa della turbina è costruita in due metà la cui unione è ottenuta mediante flange con bulloni. L'ermeticità del giunto è assicurata dall'accurata lavorazione (lappatura) delle superfici di contatto.

Impianti di propulsione navale



Impianti di propulsione navale

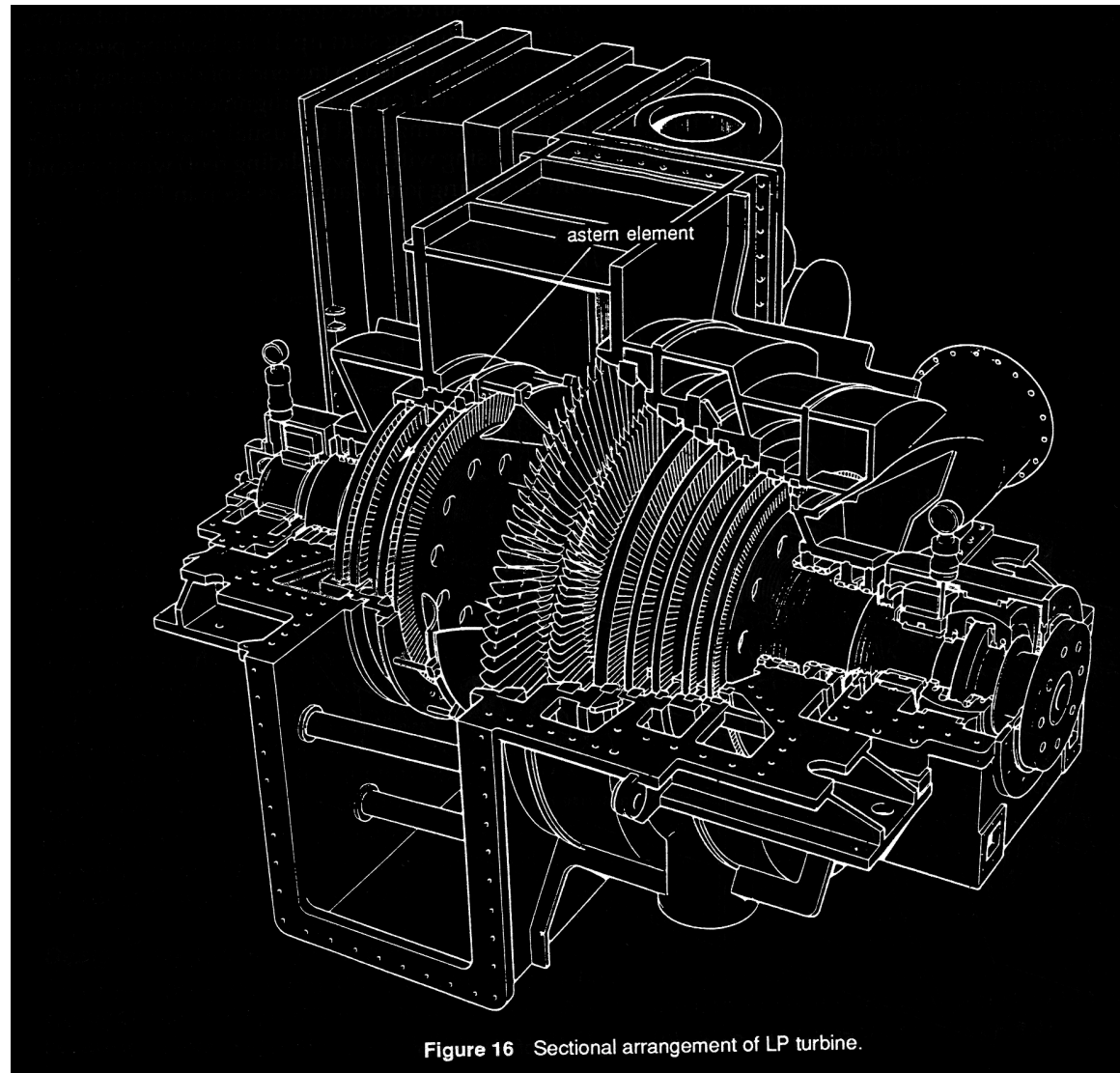


Figure 16 Sectional arrangement of LP turbine.

Impianti di propulsione navale

I **rotori** di alta e bassa pressione sono costituiti da forgiati monoblocco in acciaio debolmente legato. Il termine “monoblocco” indica che i dischi che portano la palettatura sono parti integrali del forgiato e non componenti accoppiati all’asse mediante forzamento. Quest’ultima soluzione trovò applicazione in passato a causa di limitazioni nella tecnologia costruttiva del tempo ed incontrò problemi dovuti all’allentamento dei dischi dall’albero, a seguito dei transitori di temperatura.

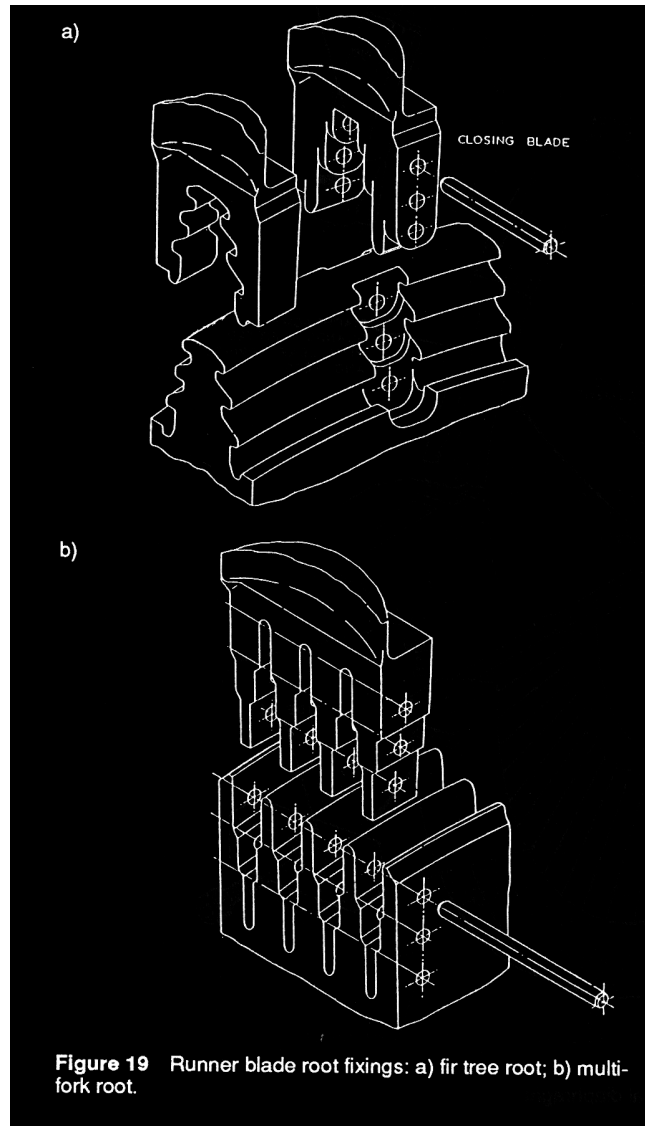
Le forme costruttive delle **palette** variano in funzione del tipo di turbina e, per una stessa turbina, dello stadio a cui la paletta appartiene. La differenza fra l’altezza delle palette dei primi e degli ultimi stadi è indice dell’enorme espansione che il vapore subisce attraversando la macchina.

Le palette sono collegate ai dischi del rotore mediante radici di diverso tipo, la scelta delle quali è dettata dall’entità della forza centrifuga che varia in base alla velocità di rotazione e alle dimensioni e alla massa della paletta.

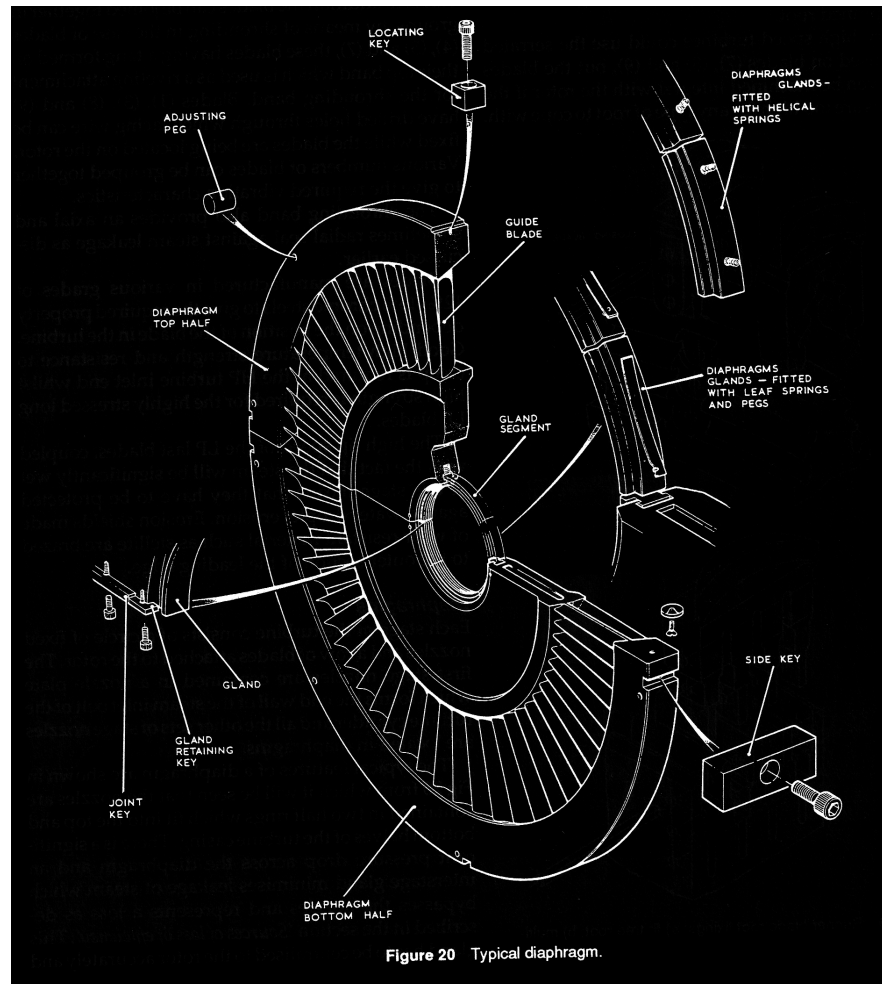
Per le palette delle turbine di alta pressione si adottano solitamente le radici cosiddette “a forma di pino”.

Per le palette di bassa pressione, molto sollecitate dalla forza centrifuga poiché hanno massa relativamente elevata e altezze notevoli, vengono usate radici del tipo “multi-fork” con perni di fissaggio. L’apice di tali palette può raggiungere una velocità di 500 m/s quando la turbina di bassa pressione ruota a 3600 giri/min.

Impianti di propulsione navale



Impianti di propulsione navale



Impianti di propulsione navale

Vi sono essenzialmente due metodi per regolare la marcia della turbina a vapore :

- ❖ regolazione per laminazione del vapore,
- ❖ regolazione per parzializzazione.

Nel metodo per **laminazione**, una singola valvola controlla il flusso del vapore entro l'intero campo di potenza della macchina. La laminazione del vapore ne riduce la pressione con trasformazione isoentalpica : in pratica, il punto rappresentativo delle condizioni del vapore all'ammissione in turbina si sposta orizzontalmente verso destra nel diagramma h - S.

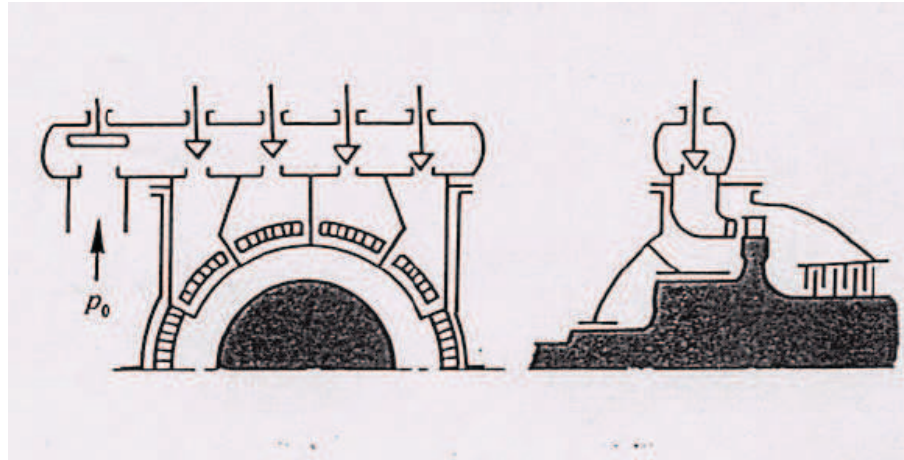
A parità di entalpia iniziale, aumenta l'entalpia finale del vapore al condensatore : la turbina elabora quindi una caduta adiabatica minore. Per tale ragione la regolazione per laminazione è alquanto antieconomica.

Impianti di propulsione navale

Nel metodo per **parzializzazione**, gli ugelli di ingresso alla turbina di alta pressione sono divisi in gruppi, ciascuno dei quali dotato di propria valvola di controllo. La regolazione avviene variando il numero di ugelli che ammettono il vapore : a tal fine si aprono o si chiudono le valvole che controllano gli ugelli.

Ad esempio, quando la potenza deve essere ridotta, le valvole vengono chiuse in sequenza, diminuendo il numero di ugelli che ammettono il vapore. Per evitare le perdite per laminazione, ciascuna valvola dovrà essere o competamente aperta o completamente chiusa. Nella regolazione per parzializzazione, il salto adiabatico disponibile per unità di massa del vapore rimane quasi costante, mentre varia la portata del vapore richiesto alla caldaia.

Impianti di propulsione navale

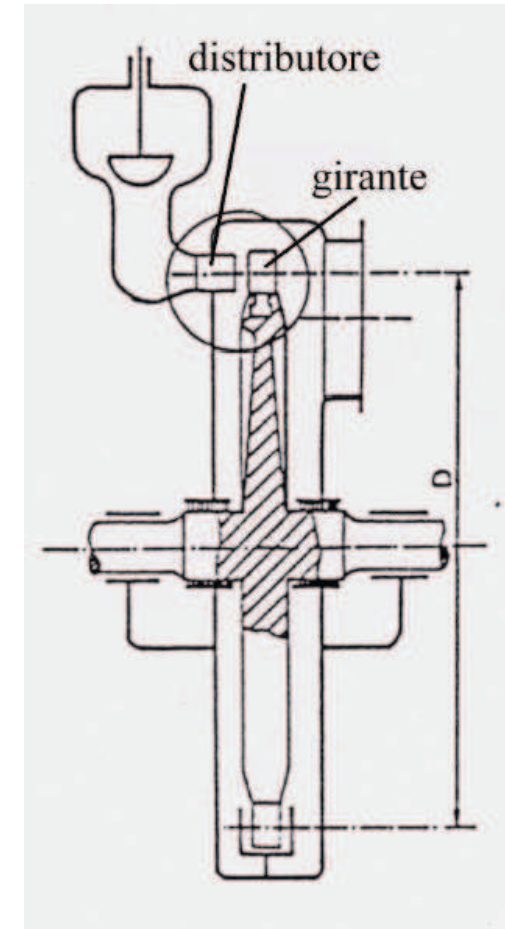


Regolazione per parzializzazione

Il numero totale di ugelli distributori della turbina di testa è diviso in gruppi.

L'ammissione del vapore ad ogni gruppo di ugelli è regolato da una valvola che è o completamente aperta o completamente chiusa.

Gli ugelli non sono dislocati lungo l'intera circonferenza della girante, ma solo lungo un arco parziale : ciò allo scopo di non avere palette troppo basse.



Impianti di propulsione navale

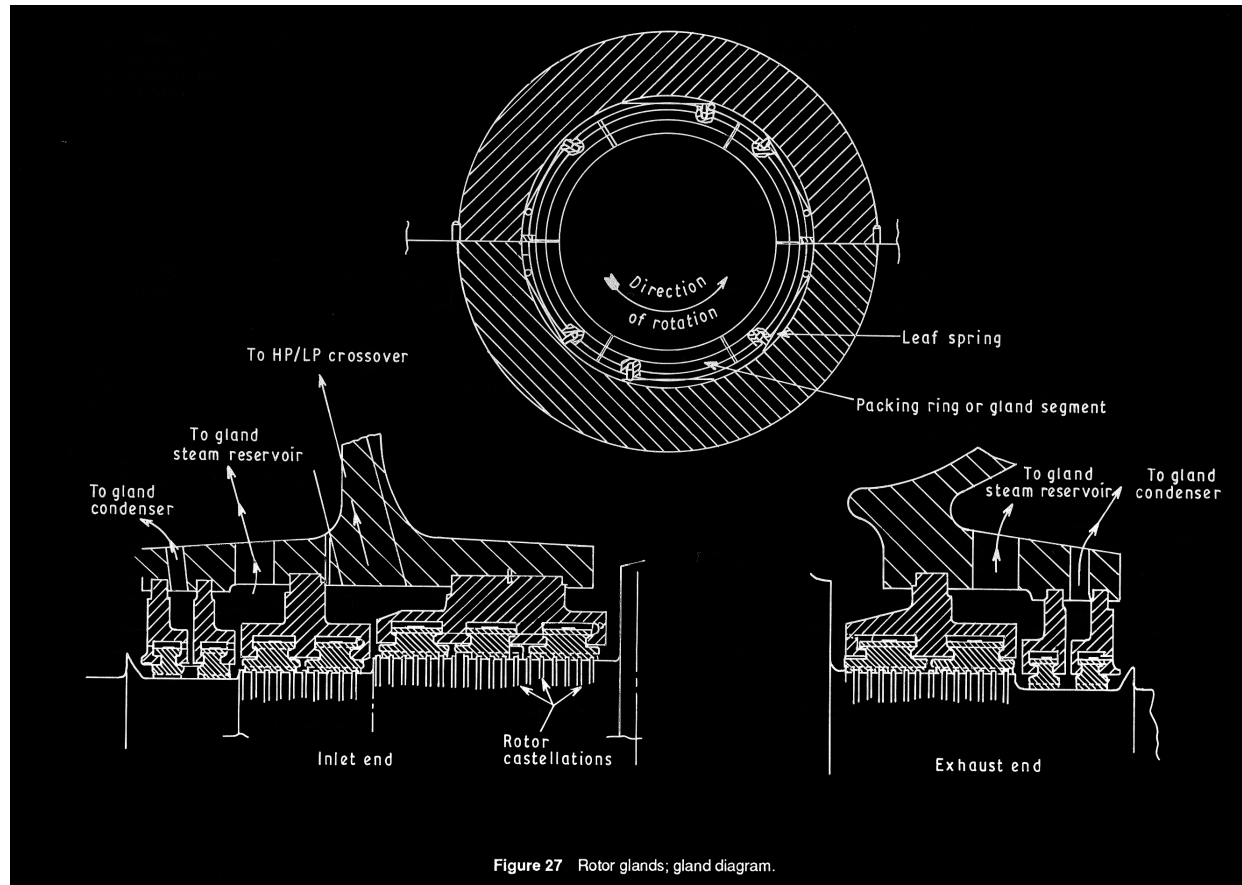
Le **tenute sull'asse della turbina** hanno lo scopo di evitare perdite di vapore o ingressi d'aria entro la cassa della turbina. Due tipi consueti di tenute sono le tenute a labirinti e le tenute ad anelli di carbone. Esse sono usate sia separatamente che in combinazione.

Le tenute a labirinto sono formate da una serie di anelli metallici (bronzo, ottone) fissati alla scatola esterna della tenuta, alternati ad una serie di anelli ricavati direttamente sull'albero o riportati su di esso. Le sezioni di passaggio fra gli anelli presentano un'area trasversale molto piccola: in tal modo, quando il vapore tende a sfuggire dalla cassa verso l'esterno, la differenza di pressione fra il vapore e l'ambiente esterno tende a ridursi gradualmente da una sezione di passaggio alla successiva, fino ad annullarsi.

Durante la fase di preriscaldamento della turbina, il viratore fa ruotare lentamente la macchina (3-4 giri al minuto) mentre ai manicotti di tenuta viene inviato vapore. Ciò allo scopo di riscaldare uniformemente il rotore e di evitare ingressi d'aria in turbina mentre il condensatore viene portato nella condizione di vuoto.

Durante il normale servizio, si continua a mandare vapore alle tenute della turbina di bassa pressione per assicurarne la tenuta all'aria. Il vapore che arriva ai labirinti della turbina di BP proviene dalle tenute della turbina di AP.

Impianti di propulsione navale



Impianti di propulsione navale

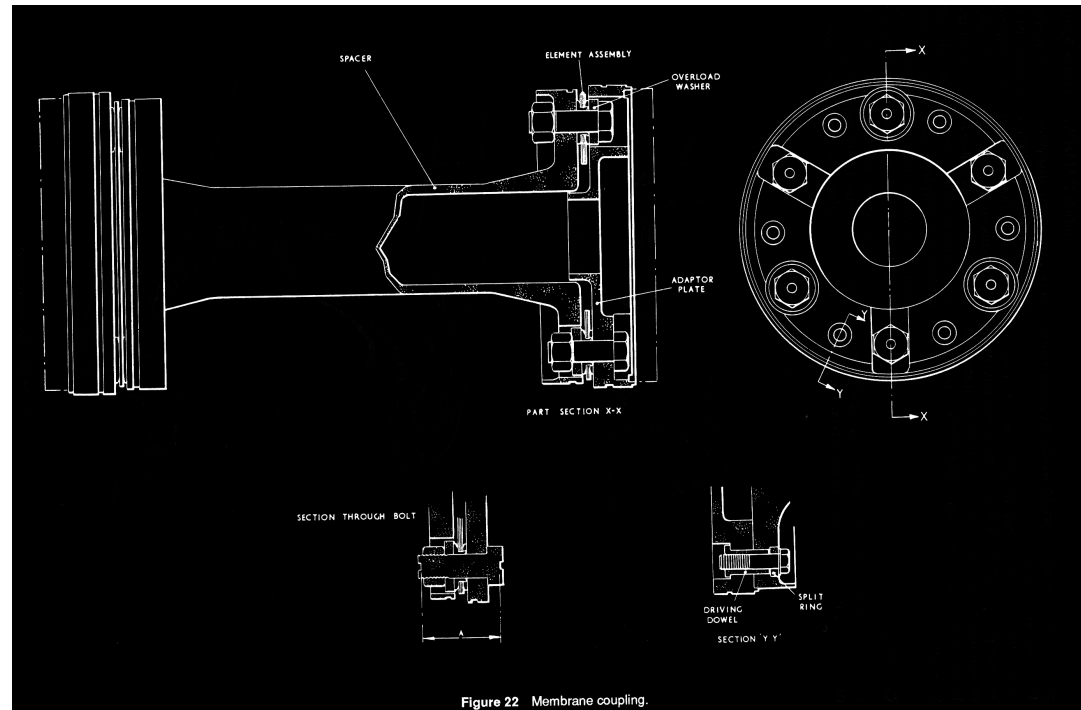
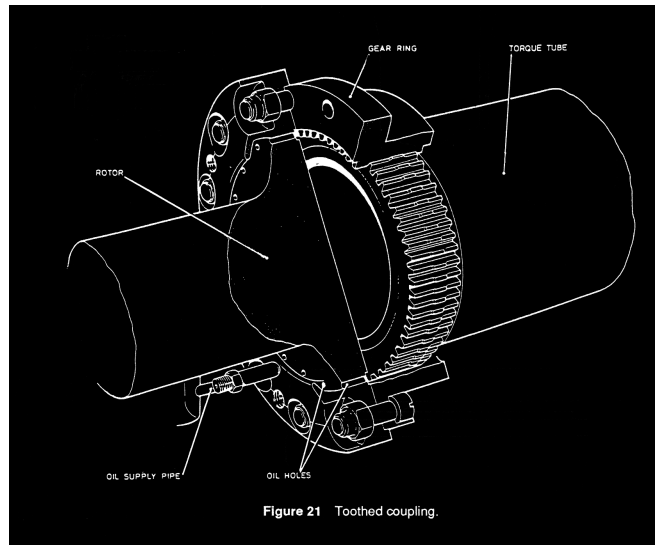
All'estremità dell'albero, esternamente alle tenute, sono posizionati i **cuscinetti a strisciamento** rivestiti in metallo bianco. I cuscinetti vengono lubrificati con olio alla pressione di 0.5 – 1 bar. Il controllo della lubrificazione riguarda la temperatura dell'olio (da 50 a 70 °C) e il suo afflusso. Un sistema automatico blocca la turbina non appena la temperatura nei cuscinetti raggiunge valori eccessivi per mancanza d'olio.

Esternamente ai cuscinetti a strisciamento, viene posizionato il **cuscinetto reggispinga** che ha due funzioni : compensare la spinta assiale agente sul rotore, spinta causata dalle cadute di pressione che avvengono a cavallo delle schiere di palette rotanti, e centrare il rotore rispetto alla cassa della macchina. Le spinte assiali sul rotore sono tanto più rilevanti quanto maggiore è il grado di reazione della turbina. Costruttivamente, il cuscinetto reggispinga è costituito da un collare di pezzo con l'albero ad entrambi i lati del quale la struttura fissa sorregge da quattro ad otto pattini oscillanti. I pattini determinano dei meati cuneiformi entro cui scorre l'olio di lubrificazione. Il carico assiale viene equilibrato dalla risultante delle pressioni originate nel lubrificante dalla presenza dell'effetto idrodinamico dovuto al moto relativo del collare rispetto ai pattini.

Impianti di propulsione navale

La trasmissione della potenza dalla turbina al riduttore avviene tramite **giunti** in grado di assorbire i disallineamenti causati dai movimenti dello scafo e dalle dilatazioni dei supporti della turbina e del riduttore. I giunti devono assorbire anche le dilatazioni assiali del rotore della turbina. I giunti possono essere del tipo a denti lubrificati o del tipo a membrana, quest'ultima formata da un pacco di lamine in acciaio inox.

Impianti di propulsione navale



Impianti di propulsione navale

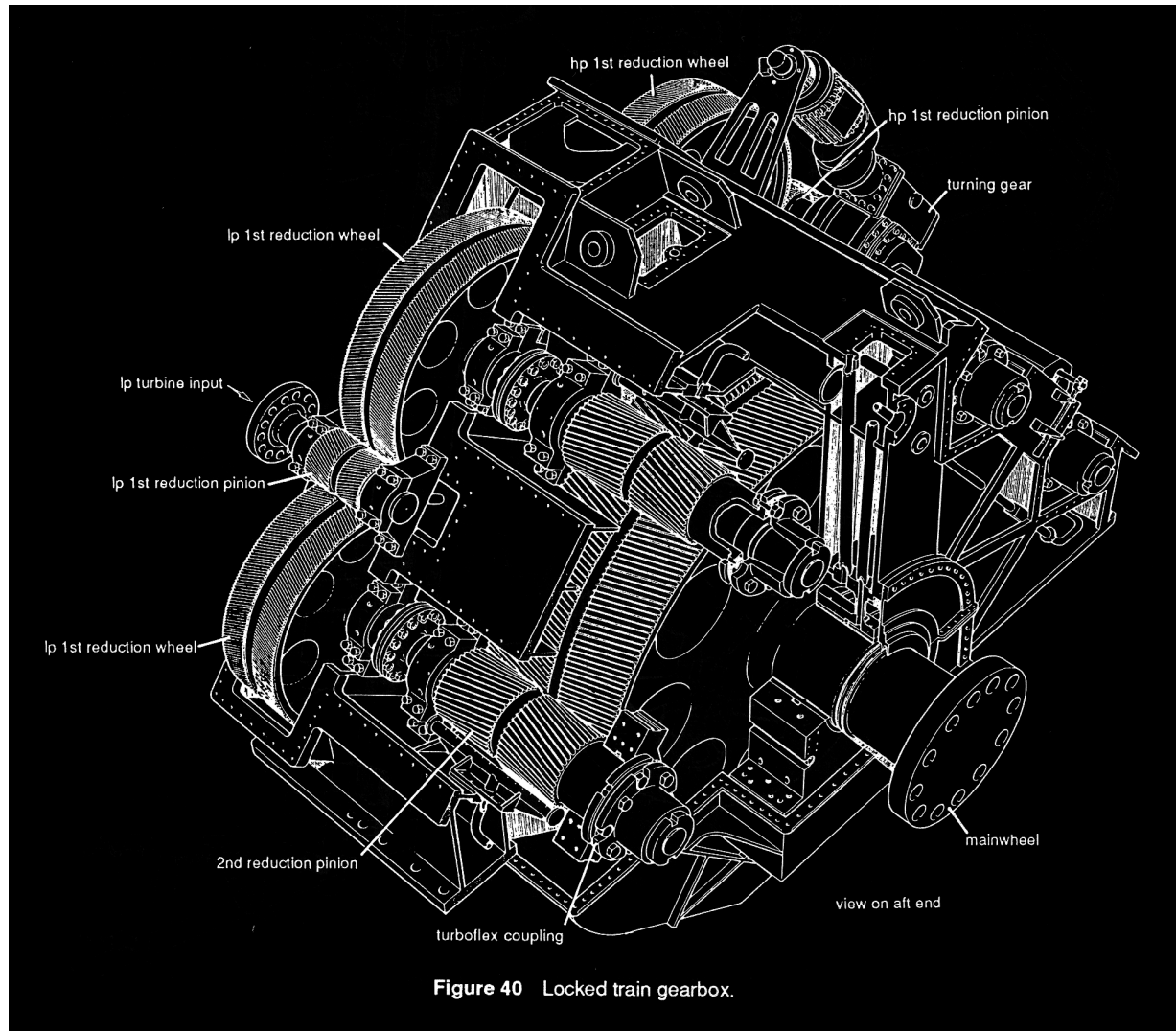
Fra i vari tipi di **riduttori di giri** per turbine, tutti a dentatura biellicoidale, i più usati sono il tipo cosiddetto **“articolato”** e, specie nel campo delle grandi potenze, il tipo **“locked train”**.

Rispetto al tipo articolato, nel tipo **“locked train”** si ha la suddivisione della potenza trasmessa alla ruota lenta su quattro pignoni. Per ogni turbina si hanno infatti due assi intermedi di prima riduzione mossi dal pignone di uscita della turbina stessa. Le forze di contatto fra le dentature risultano pari solo ad un quarto del momento torcente totale trasmesso.

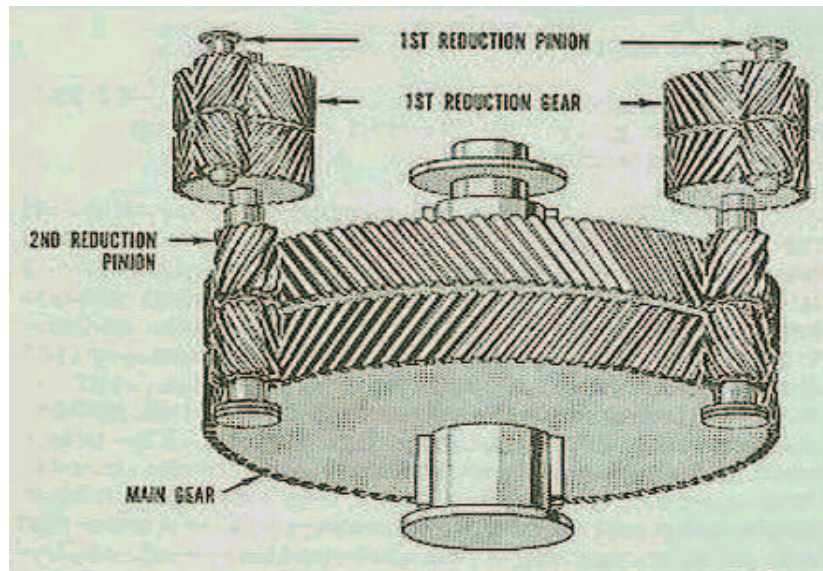
Il sistema risulta compatto ed elastico ma molto costoso.

L'albero di connessione fra ruota di prima riduzione e pignone di seconda riduzione è del tipo torsionalmente flessibile (“quill shaft”) : esso passa attraverso il centro dell'albero cavo del pignone. Con questo sistema vengono ridotte eventuali differenze nella ripartizione del carico fra i pignoni. Inoltre i pignoni mantengono un corretto ingranamento con la ruota lenta anche in caso di distorsioni della cassa del riduttore.

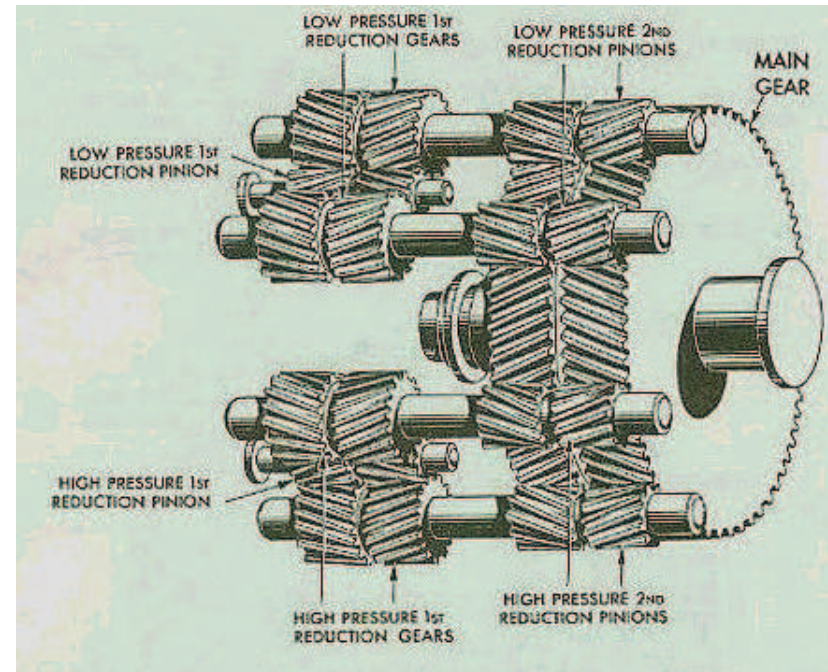
Impianti di propulsione navale



Impianti di propulsione navale

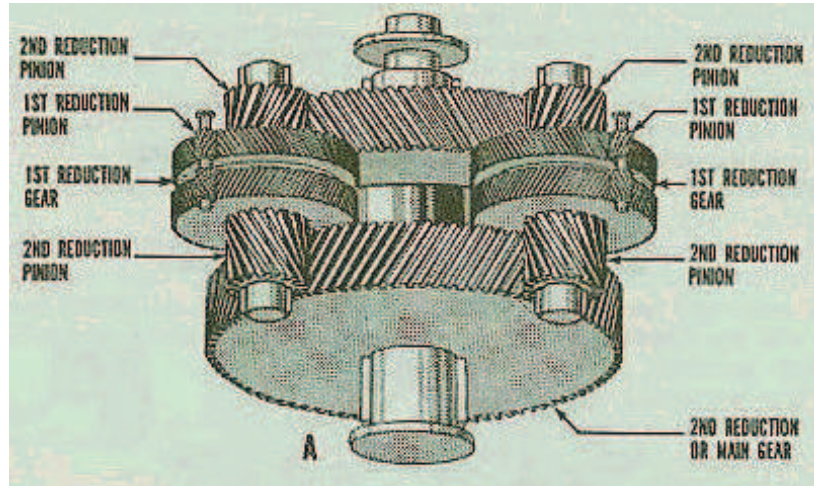


RIDUTTORE DI GIRI TIPO “ARTICULATED”

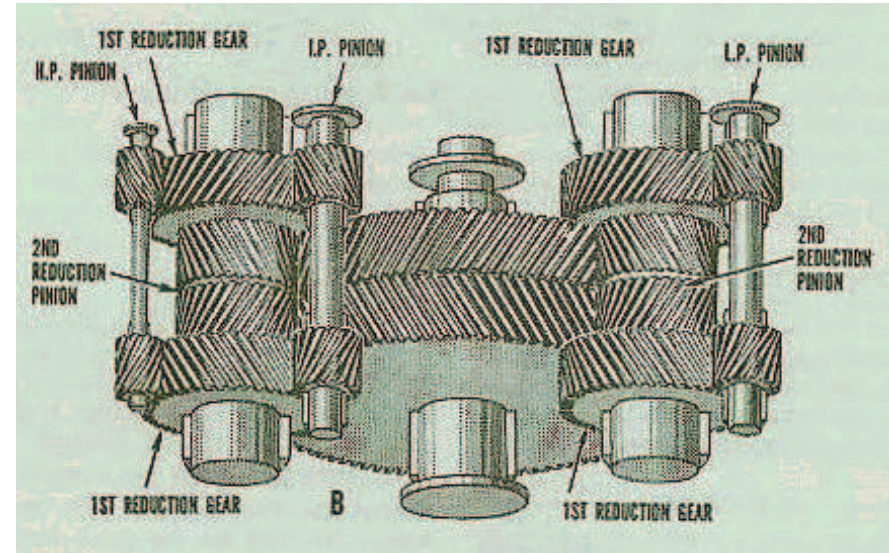


RIDUTTORE DI GIRI TIPO “LOCKED TRAIN”

Impianti di propulsione navale



RIDUTTORE DI GIRI TIPO “NESTED” con ruota lenta divisa

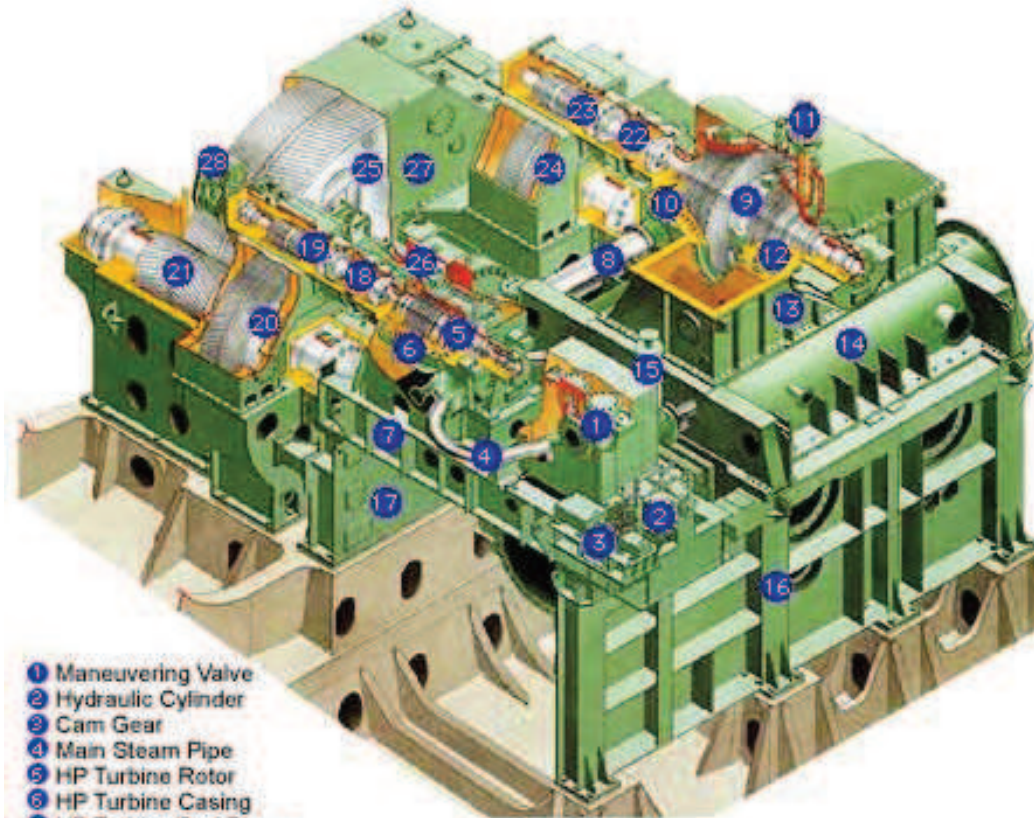


RIDUTTORE DI GIRI TIPO “NESTED” con pignoni e ruote di prima riduzione divisi

Impianti di propulsione navale

TURBINA NAVALE

CROSS COMPOUND



- ① Maneuvering Valve
- ② Hydraulic Cylinder
- ③ Cam Gear
- ④ Main Steam Pipe
- ⑤ HP Turbine Rotor
- ⑥ HP Turbine Casing
- ⑦ HP Turbine Bed Frame
- ⑧ Cross Over Pipe
- ⑨ LP Turbine Rotor
- ⑩ LP Turbine Casing
- ⑪ Astern Steam Pipe
- ⑫ Astern Turbine Casing
- ⑬ LP Turbine Exhaust Casing
- ⑭ Main Condenser

- ⑮ Astern Guardian Valve
- ⑯ Fore Package Frame
- ⑰ AFT Package Frame
- ⑱ HP Flexible Coupling
- ⑲ HP 1st.Pinion
- ⑳ HP 1st.Wheel
- ㉑ HP 2nd.Pinion

- ㉒ LP Flexible Coupling
- ㉓ LP 1st.Pinion
- ㉔ LP 1st.Wheel
- ㉕ Main Gear
- ㉖ Main Thrust Bearing
- ㉗ Gear Casing
- ㉘ Turning Gear

Impianti di propulsione navale

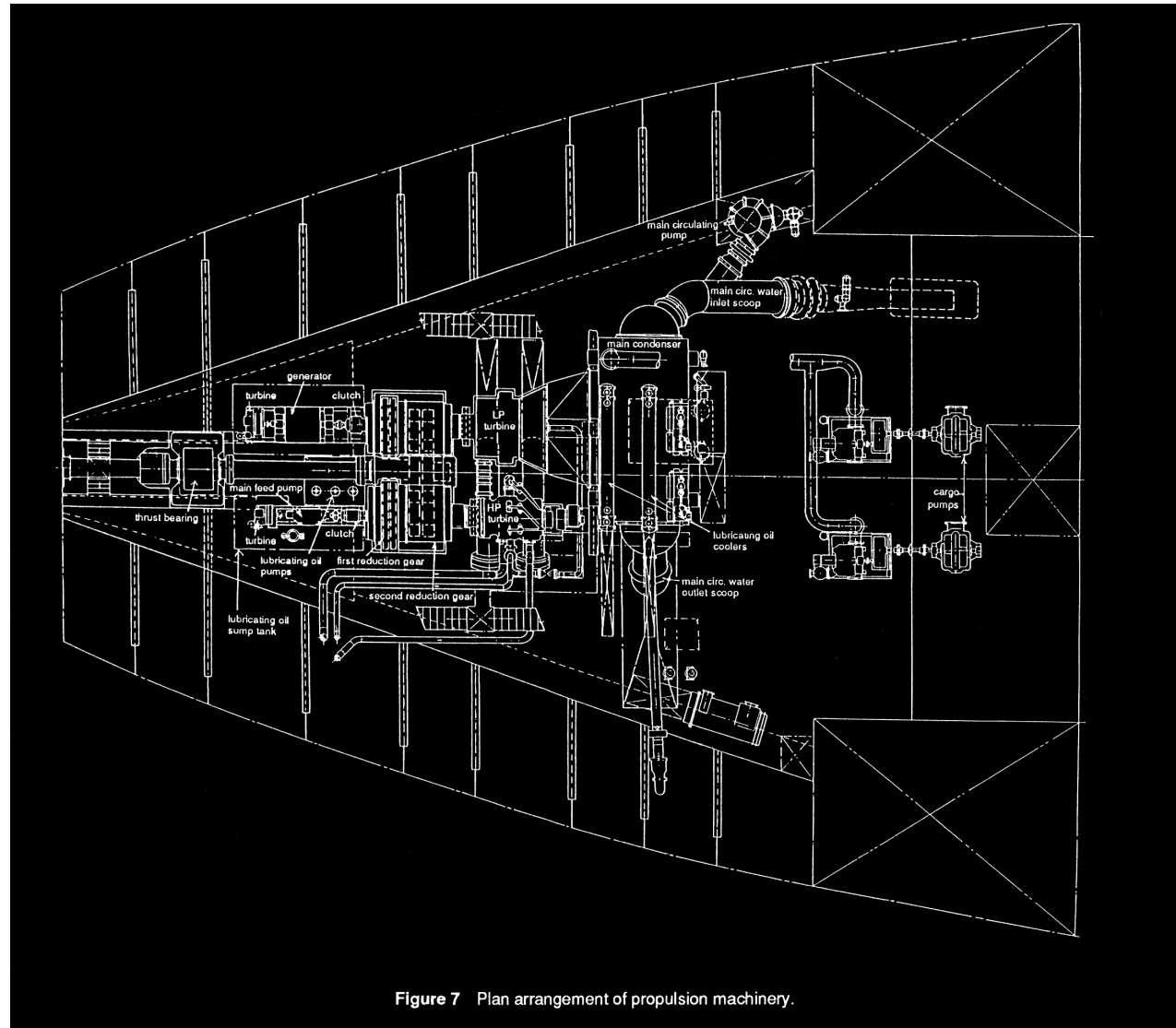


Figure 7 Plan arrangement of propulsion machinery.

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

- ❖ **All'uscita della turbina di bassa pressione, il vapore entra nel condensatore.**
- ❖ **Il condensatore ha un duplice compito :**
 - ❑ **condensare il vapore che ha lavorato nel ciclo e restituire al sistema l'acqua di alimento priva di impurità e di ossigeno disciolto;**
 - ❑ **mantenere il più alto vuoto possibile, ossia la minima contropressione, al fine di incrementare il salto entalpico sfruttabile e quindi il rendimento del ciclo.**
- ❖ **Il condensatore è uno scambiatore di calore che trasferisce il calore di condensazione del vapore all'acqua di raffreddamento.**

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

- ❖ **La differenza fra la temperatura alla quale avviene la condensazione sotto vuoto e la temperatura del condensato (sottoraffreddamento del condensato), viene mantenuta attorno a 1 – 3 °C :**
 - ✓ **deve essere maggiore di 1 °C per prevenire la cavitazione e la formazione di vapore nella pompa di estrazione (“vapor lock”),**
 - ✓ **deve essere minore di 3 °C : se la differenza di temperatura è superiore, si ha una perdita di rendimento perchè il condensato deve essere riscaldato. Inoltre, sopra i 3 °C, si ha un incremento di assorbimento d’aria da parte del condensato con pericoli di corrosione delle tubolature**
- ❖ **Per evitare un sottoraffreddamento eccessivo del condensato, si usano condensatori di tipo “rigenerativo” che provvedono a riscaldare il condensato che si raccoglie nel pozzetto inferiore inviandovi direttamente una parte del vapore attraverso passaggi centrali che interessano tutta l’altezza del condensatore.**

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

- ❖ Il bilancio termico del condensatore può essere espresso dalle seguenti eguaglianze :

$$G_v (\lambda'_2 - t_2) = G_a c_{sp_a} (t_u - t_e) = \mu K S \Delta t_{ln}$$

ove :

$G_v (\lambda'_2 - t_2)$ è il calore ceduto dal vapore condensante

$G_a c_{sp_a} (t_u - t_e)$ è il calore assunto dall'acqua di raffreddamento

$\mu K S \Delta t_{ln}$ è il calore trasmesso dalla superficie di scambio del condensatore

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

G_v	portata vapore
λ'_2	entalpia vapore all'uscita della turbina
t_2	temperatura di saturazione
G_a	portata acqua di raffreddamento
c_{spa}	calore specifico acqua di raffreddamento
t_u	temperatura uscita acqua di raffreddamento
t_e	temperatura entrata acqua di raffreddamento
μ	coefficiente di sporramento
K	coefficiente di trasmissione del calore
S	superficie di scambio termico
Δt_{ln}	differenza di temperatura media logaritmica

Condizioni di progetto tipiche di un condensatore per turbina navale :

t_e = temperatura acqua mare = 24 °C;

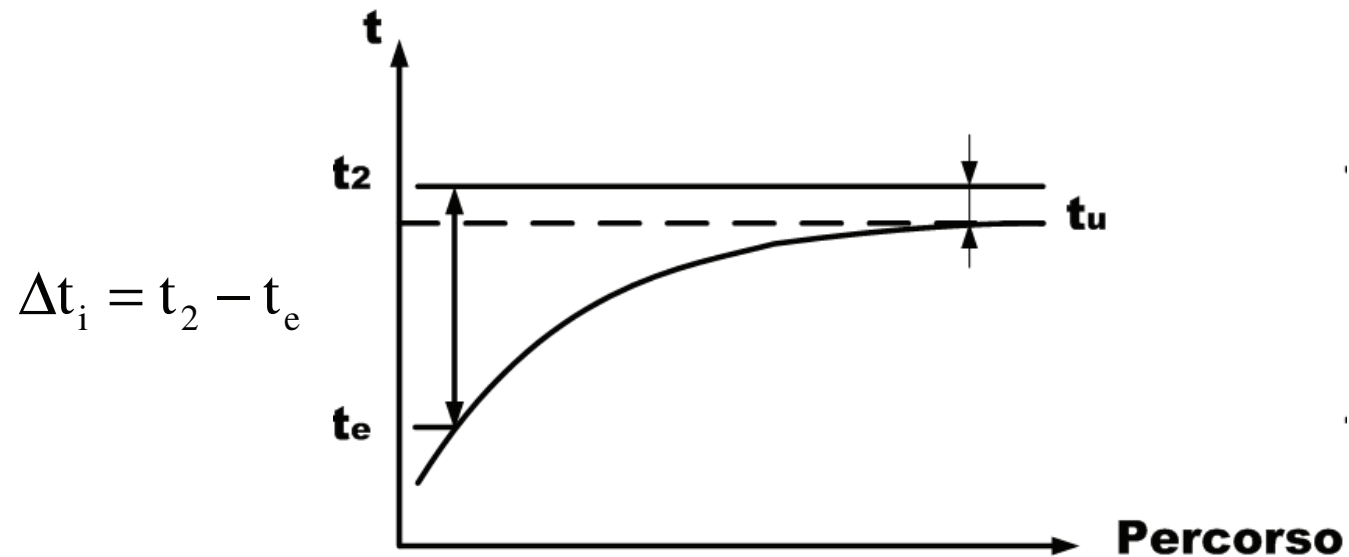
t_2 = temperatura di saturazione = 24 + 8 = 32 °C;

pressione assoluta corrispondente alla temperatura di saturazione = 0.05 kg/cm²,
(vuoto del 95%).

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

$$\Delta t_f = t_2 - t_u$$



$$\Delta t_{\ln} = \frac{\Delta t_i - \Delta t_f}{\ln \Delta t_f} = \frac{t_u - t_e}{\ln \Delta t_f}$$

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

DIMENSIONAMENTO CONDENSATORE		
(Prefissata la diff. temp. acqua mare)		
Portata vapore	kg/h	62000
Calore unitario da estrarre	kcal/kg	560.0
Temperatura saturazione vapore	°C	32.0
Temperatura entrata acqua mare	°C	24.0
Velocità acqua mare nei tubi	m/s	1.9
Differenza temp. acqua mare	°C	6.0
Fattore correttivo per sporcamento		0.85
Temperatura uscita acqua mare	°C	30.0
Calore totale da estrarre	kcal/h	32736000
Portata acqua mare	kg/h	5456000
Costante di trasmissione calore K	kcal/h m ² °C	3304
Delta T media logaritmica	°C	4.3
Superficie di scambio	m ²	2693

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

- ❖ **Per la circolazione acqua mare nel condensatore si adottano due sistemi :**
 - **pompe di circolazione del tipo ad elica (forti portate, basse prevalenze)**
 - **sistema “scoop”**
- ❖ **Nel caso si adotti il sistema “scoop”, vengono comunque installate le pompe circolazione ausiliarie che entrano in funzione quando :**
 - **la nave è ferma o in marcia indietro**
 - **la nave naviga a bassa velocità (meno di 5 nodi)**
 - **è necessario esaurire grandi masse d’acqua penetrate nel locale apparato motore**
- ❖ **Il sistema di circolazione “scoop” è usato quando la nave è in marcia avanti a velocità superiore a 5 nodi.**

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

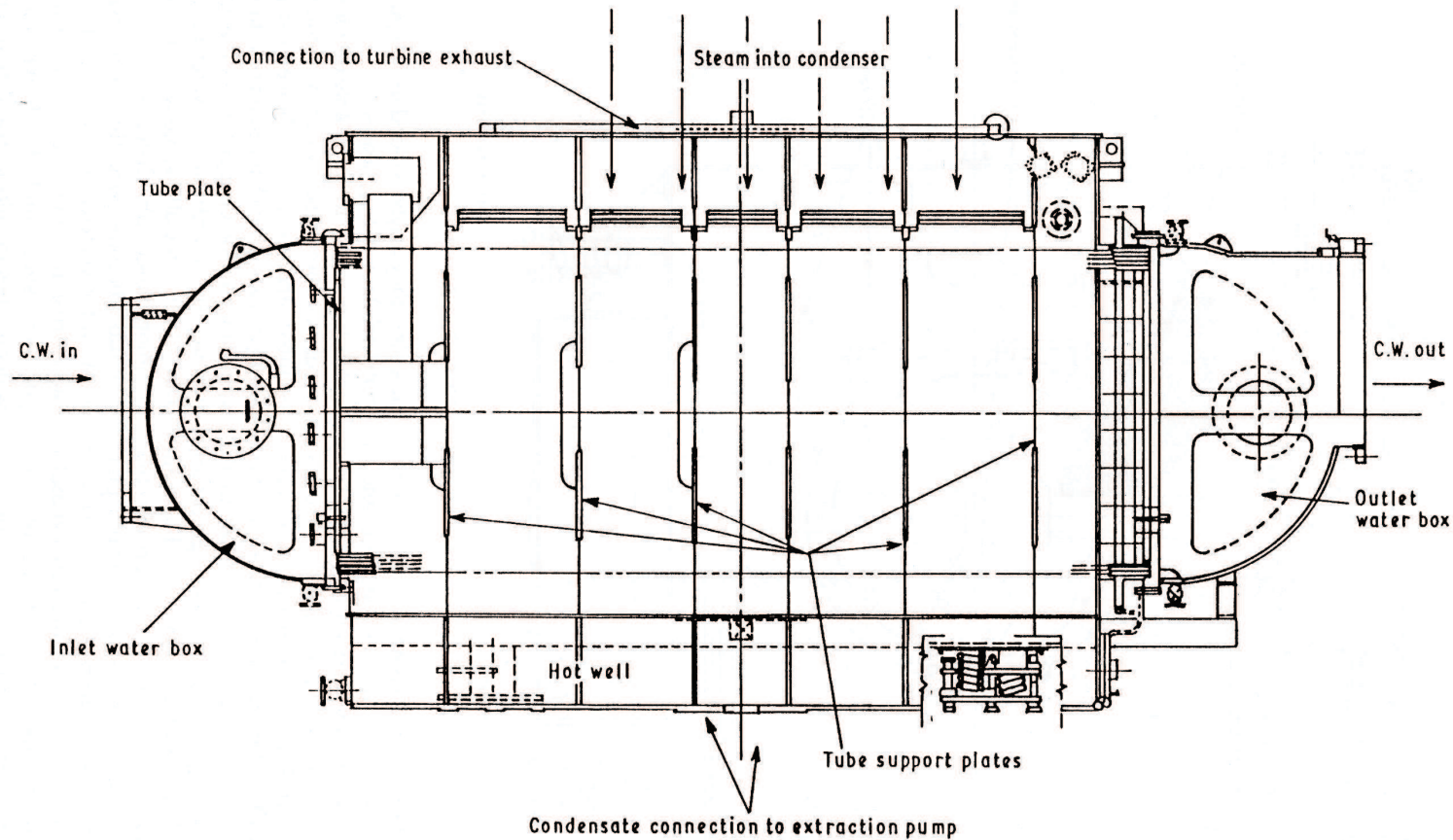


Figure 34 Longitudinal section through condenser.

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

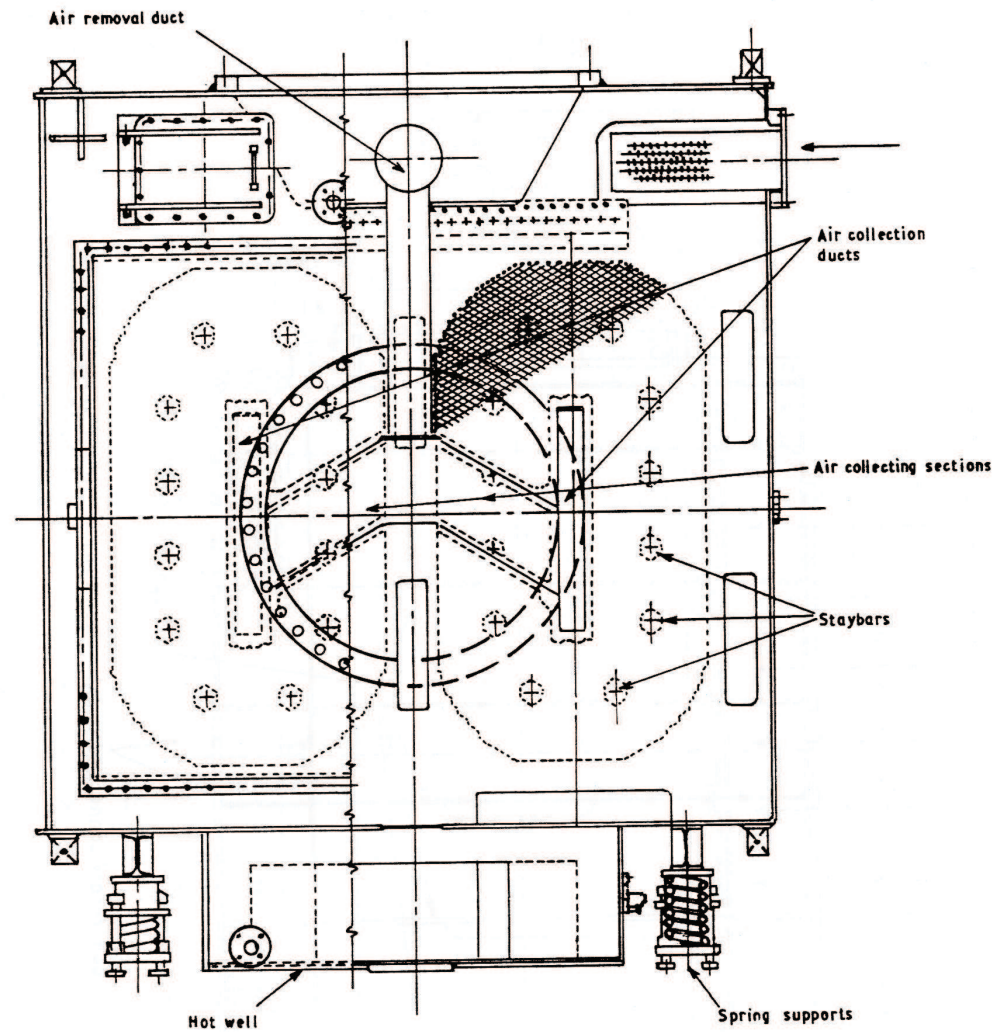


Figure 35 Cross section through condenser.

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

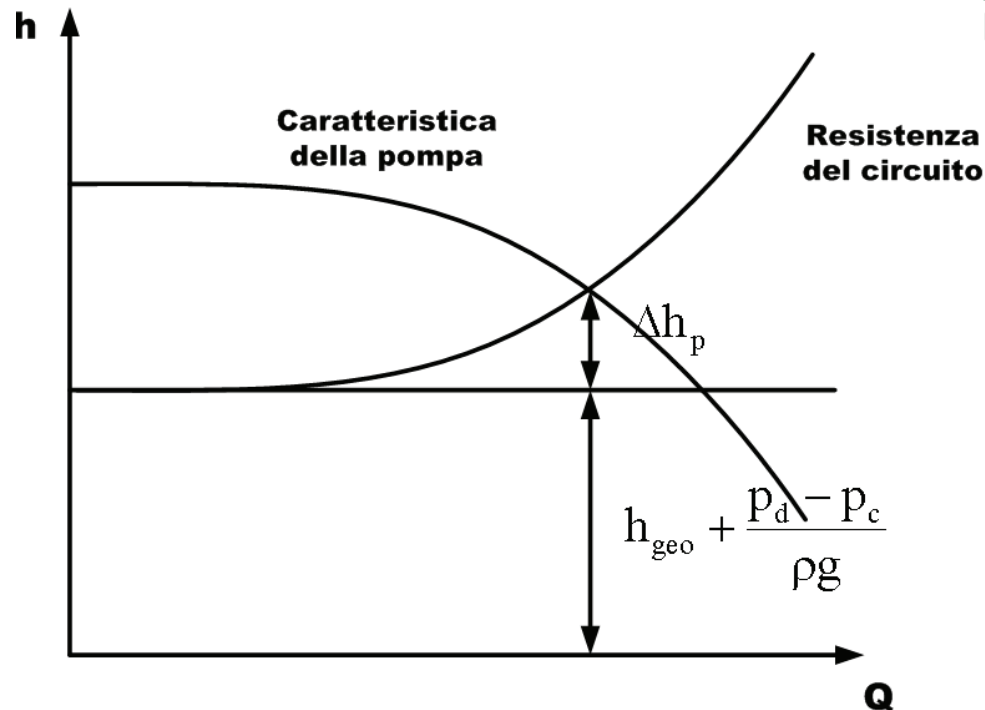
- ❖ Dopo la condensazione, l'acqua si raccoglie nel pozzo caldo e viene estratta dalla pompa principale di estrazione del condensato (pompa di tipo centrifugo a 2 o 3 stadi);
- ❖ Il vuoto nel condensatore viene mantenuto da eiettori a vapore o, più modernamente, da pompe del vuoto ad anello liquido;
- ❖ A valle degli eiettori viene posto un piccolo condensatore per il vapore che ha lavorato negli eiettori. Utilizzando l'acqua alimento come refrigerante nel condensatore, si attua un recupero di calore (l'acqua alimento viene infatti riscaldata da 32 a 34 °C);
- ❖ A valle del condensatore degli eiettori viene posto il riscaldatore d'alimento del 1° stadio che utilizza vapore spillato dalla turbina di bassa pressione. L'acqua alimento, attraversando il riscaldatore, passa da 34 a circa 80 °C;
- ❖ Dal riscaldatore a bassa pressione, l'acqua alimento passa al disaeratore

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

- ❖ La pompa di estrazione è di tipo centrifugo. La sua prevalenza totale è data da :

$$h_t = h_{geo} + \frac{p_d - p_c}{\rho g} + \Delta h_p$$

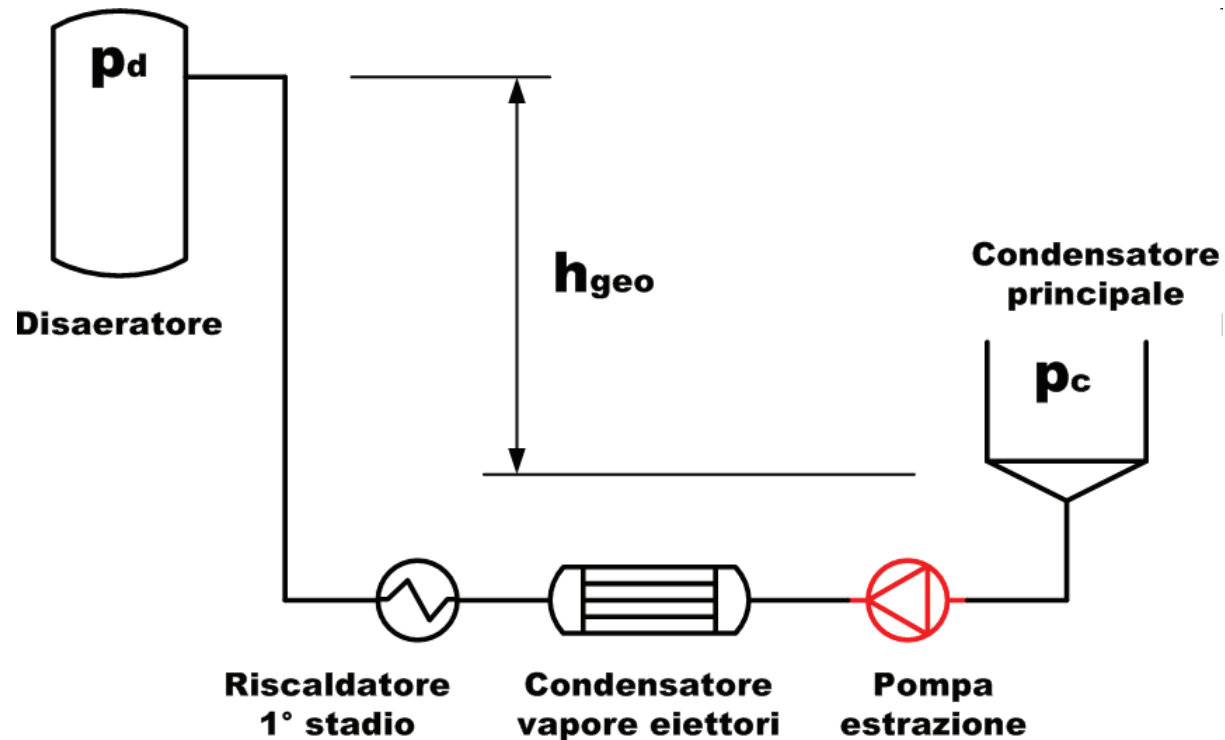


- h_{geo} : prevalenza geodetica, pari alla differenza di livello fra sezione di scarico nel disaeratore e livello liquido nel pozzetto del condensatore. In genere il disaeratore è sistemato nel cofano dell'apparato motore e quindi $h_{geo} = 10 - 12$ m
- p_d : pressione nel disaeratore (ca. 2 bar)
- p_c : pressione nel condensatore (ca. 0.05 bar)
- Δh_p : perdita di carico nel circuito di mandata, funzione quadratica della velocità dell'acqua nella tubazione

Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

- ❖ Circuito della pompa di estrazione :



Impianti di propulsione navale

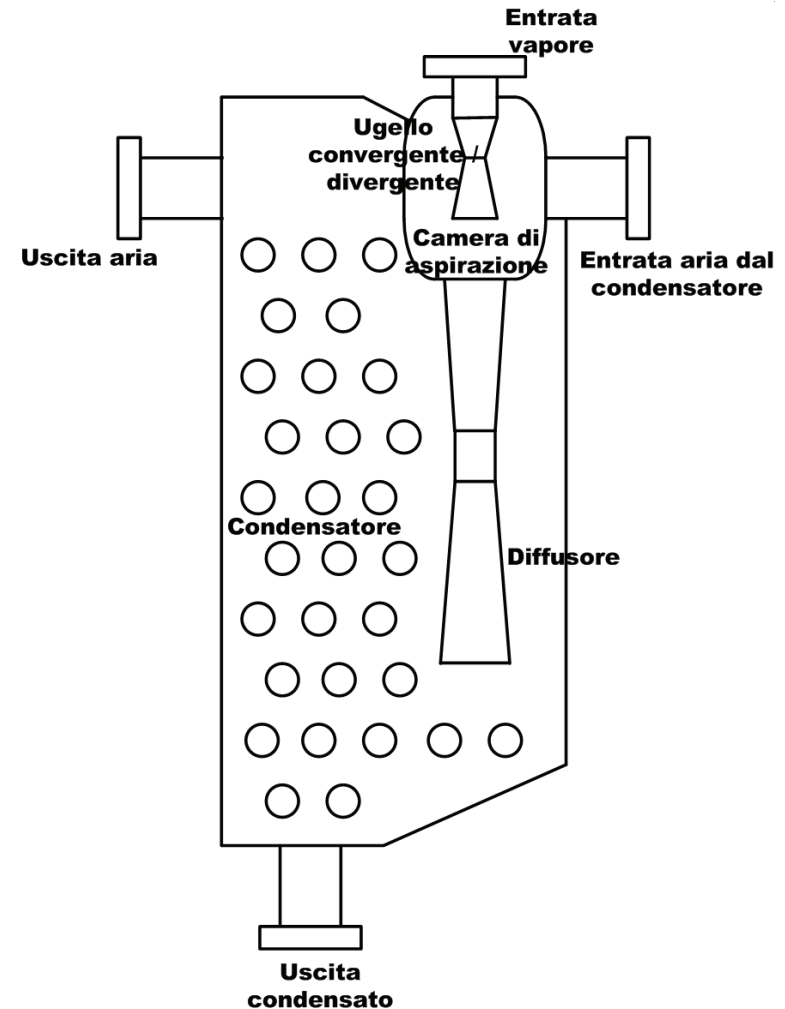
Impianto del condensato

L'**eiettore a vapore** ha lo scopo di estrarre l'aria, e in generale i gas incondensabili, dal condensatore al fine di mantenerne il vuoto.

Principio di funzionamento:

il vapore viene inviato ad alta pressione (ca. 55 bar) ad un **ugello convergente-divergente** in cui il salto entalpico disponibile è convertito in energia cinetica.

Il vapore fuoriesce nella **camera di aspirazione** dell'eiettore ad altissima velocità (ca. 1000 m/s) trasmettendo parte della sua energia cinetica alla massa di aria e vapore presente nel condensatore. La miscela aria/vapore passa quindi in un **diffusore** ove l'energia cinetica viene convertita in energia di pressione. Il vapore viene condensato in un **piccolo condensatore circolato dall'acqua alimento** mentre l'aria viene scaricata all'esterno.



Impianti di propulsione navale

Impianto del condensato

Il rapporto di compressione massimo conseguibile in un eiettore è di circa 5 : 1 (per es. : pressione ingresso 0.05 bar, pressione uscita 0.25 bar). Per portare l'aria ad una pressione leggermente superiore alla pressione atmosferica bisogna quindi utilizzare eiettori a più stadi (2 o 3) posti in serie.

Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

Il compito dell'impianto alimento è quello provvedere al rifornimento continuo delle caldaie con acqua disaerata e preriscaldata.

Componenti principali dell'impianto :

- ❖ **Disaeratore**
- ❖ **Eventuale pompa alimento "booster"**
- ❖ **Pompa di alimento principale**
- ❖ **Sistema di controllo dell'alimento**

Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

Il **disaeratore** è uno scambiatore di calore a miscela che svolge molteplici funzioni :

- 1) rimuove l'ossigeno dall'acqua di alimento,
- 2) preriscalda l'acqua di alimento,
- 3) regola la quantità d'acqua nel circuito di alimento sopperendo alle perdite,
- 4) costituisce la riserva d'acqua dell'impianto,
- 5) stabilisce un battente d'acqua all'aspirazione della pompa di alimento, impedendo che la depressione all'aspirazione faccia evaporare l'acqua.

Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

- 1) **Al disaeratore viene inviato vapore dal collettore degli spurghi (vapore di scarico della turbopompa alimento) e, in caso di necessità, vapore spillato fra le turbine di AP e BP. La pressione interna è di circa 1.5 – 2 bar. L'acqua presente nel disaeratore si trova alla temperatura di saturazione (pari a 120 °C alla pressione di 2 bar). Per la legge di Henry, la quantità di gas disciolta in un liquido è proporzionale alla pressione parziale del gas nell'atmosfera sovrastante il liquido. Nel nostro caso la pressione parziale del vapore nel disaeratore è uguale alla pressione totale agente sulla superficie liquida (condizioni di saturazione) e quindi la pressione parziale dell'ossigeno, e di qualunque gas, è nulla. L'ossigeno non può rimanere in soluzione nell'acqua e viene liberato all'esterno dell'apparecchio. Nel disaeratore l'acqua di alimento viene spruzzata attraverso ugelli in controcorrente rispetto al flusso di vapore. Il riscaldamento dell'acqua alla temperatura di saturazione e la separazione dei gas incondensabili sono favoriti dall'atomizzazione dell'acqua ad opera dei getti di vapore.**
- 2) **Il disaeratore è uno scambiatore a miscela il cui bilancio termico si esprime con l'uguaglianza :**

Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

$$G_1 t_1 + G_v \lambda_v = (G_1 + G_v) t_2$$

ove :

G_1	Portata acqua entrante
t_1	Temperatura acqua entrante
G_v	Portata vapore entrante
λ_v	Entalpia vapore entrante
t_2	Temperatura acqua uscente

- 3) Il disaeratore funge da regolatore dell'acqua alimento. In caso di basso livello, rilevato dal regolatore di supplemento, il supplemento d'acqua non va direttamente al disaeratore, ma per gravità al condensatore. Nel disaeratore regna una pressione superiore all'atmosferica e per l'invio del supplemento d'acqua sarebbe necessaria una pompa. In caso di alto livello, rilevato dal regolatore di rigurgito, la mandata della pompa estrazione viene deviata alla cassa riserva acqua. Le valvole pilotate dai segnali dei regolatori sono a comando pneumatico.

Impianti di propulsione navale

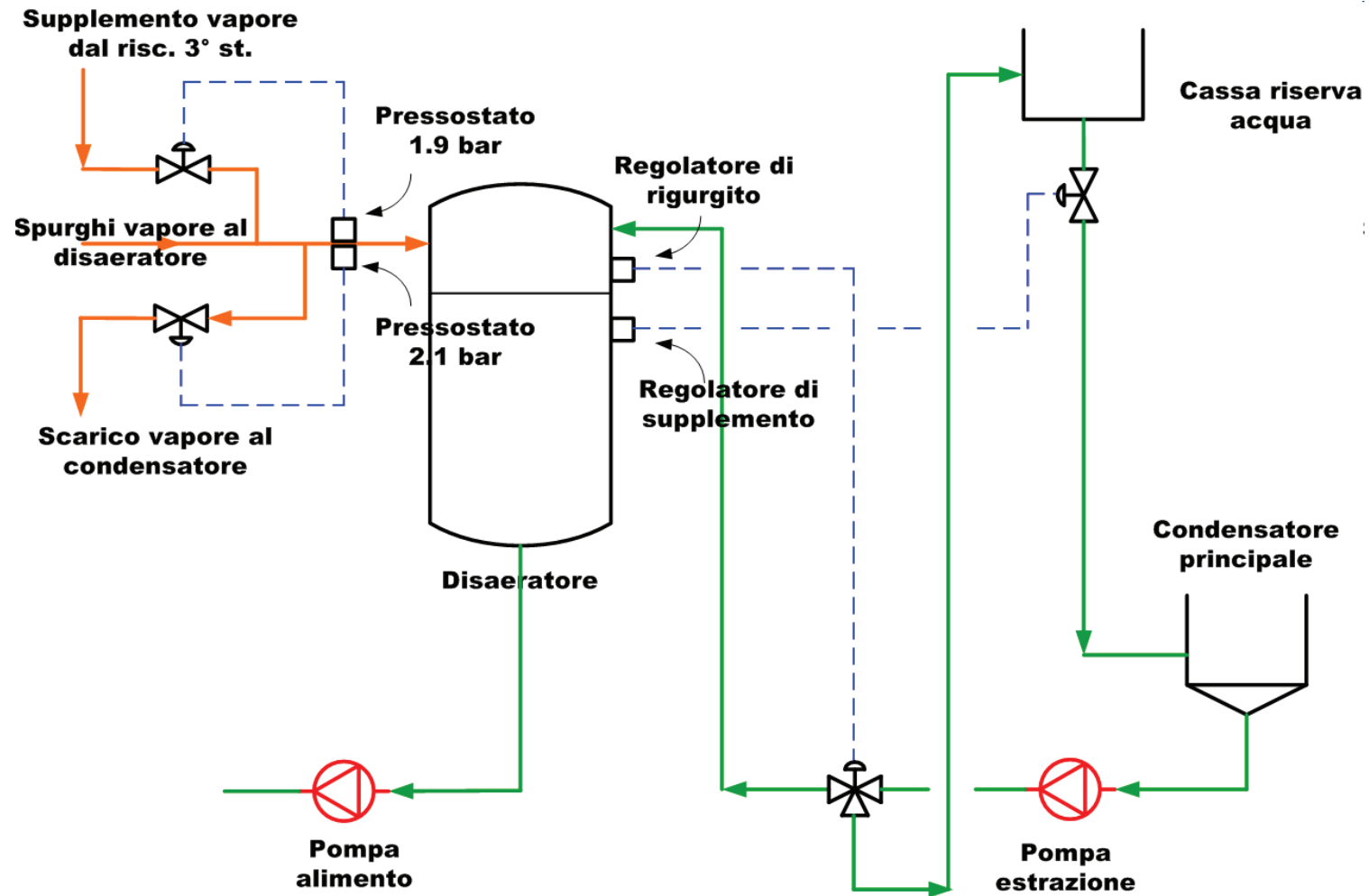
Impianto di alimento

- 4) **Il disaeratore, normalmente pieno per 2/3, contiene una riserva d'acqua pari a 5 – 6 minuti di funzionamento dell'impianto. In caso di mancanza d'acqua d'alimento intervengono gli allarmi che bloccano la mandata di nafta alle caldaie.**
- 5) **Il disaeratore crea un battente sufficiente all'aspirazione della pompa alimento al fine di evitarne la cavitazione.**

Nel disaeratore la pressione deve rimanere costante, per esempio a 2 bar. Se la pressione cala, vi è un pressostato tarato a 1.9 bar che comanda l'apertura della valvola di supplemento vapore proveniente dal riscaldatore di 3° stadio. Se la pressione sale, un pressostato tarato a 2.1 bar comanda l'apertura della valvola di scarico del vapore al condensatore principale.

Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento



Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

Il disaeratore

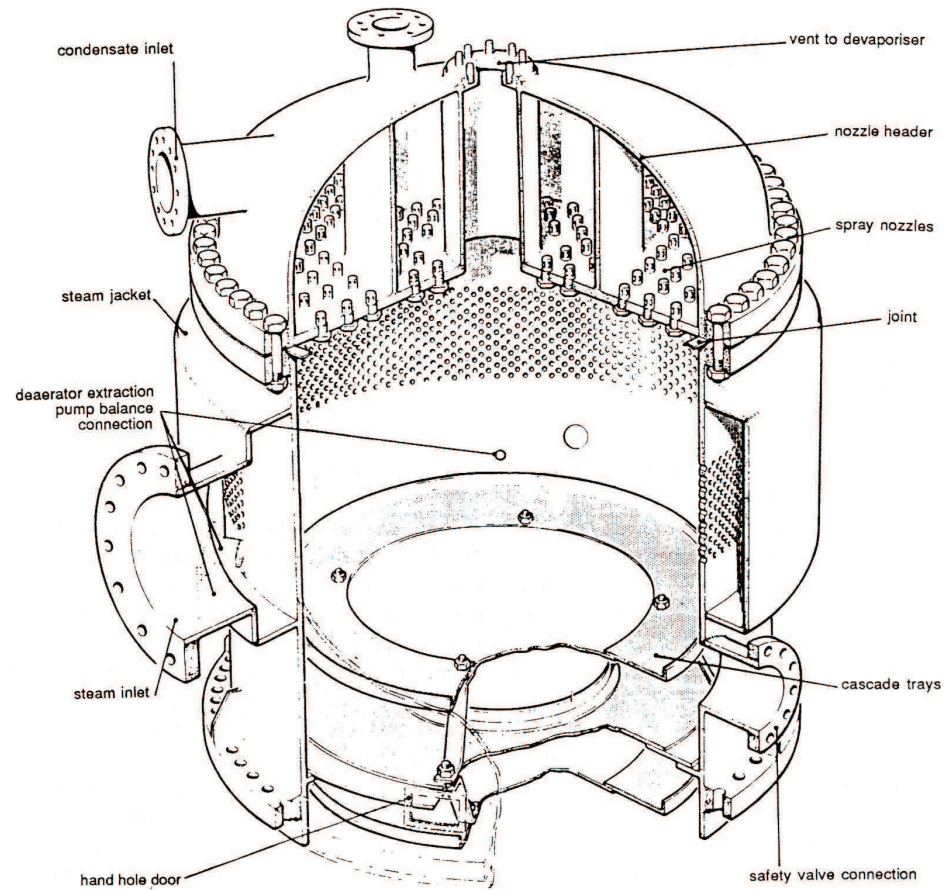


Figure 38 S-type deaerator head.

Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

La **pompa alimento principale**, di tipo centrifugo pluristadio, è solitamente azionata da una turbina alimentata con vapore surriscaldato o, nel caso si vogliano impiegare per la turbina materiali meno pregiati e costosi, vapore desurriscaldato.

L'azionamento con turbina, a differenza di quello con motore elettrico, consente di attuare con facilità la regolazione di velocità / portata della pompa.

Alla pompa alimento si richiede di fornire la portata d'acqua richiesta dall'impianto con una prevalenza pari alla somma dei seguenti termini :

- massima pressione di taratura delle valvole di sicurezza della caldaia,
- pressione corrispondente al dislivello fra caldaia e pompa,
- perdite di carico nel sistema dovute a tubazioni, valvole, accessori.

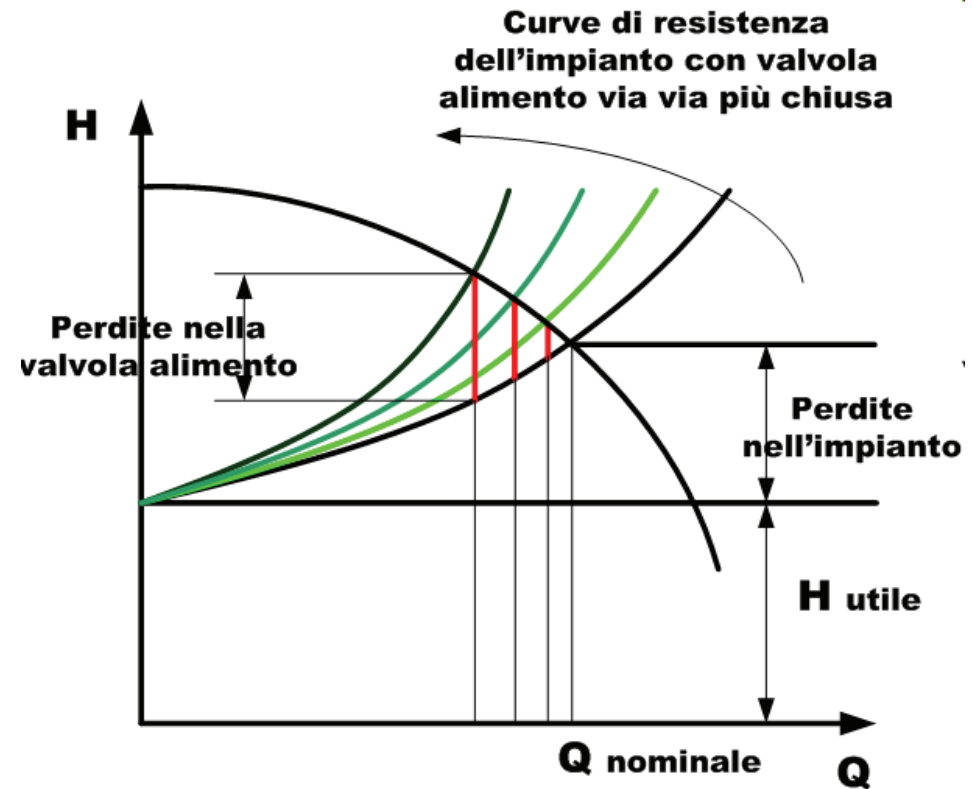
La regolazione della portata della pompa alimento si può effettuare con uno dei tre seguenti metodi :

Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

1) Regolazione a velocità costante

La portata della pompa viene regolata agendo solo sulla apertura della valvola di alimento e quindi variando la curva di resistenza totale dell'impianto. Tale metodo non è molto usato perchè comporta rilevanti perdite di potenza.

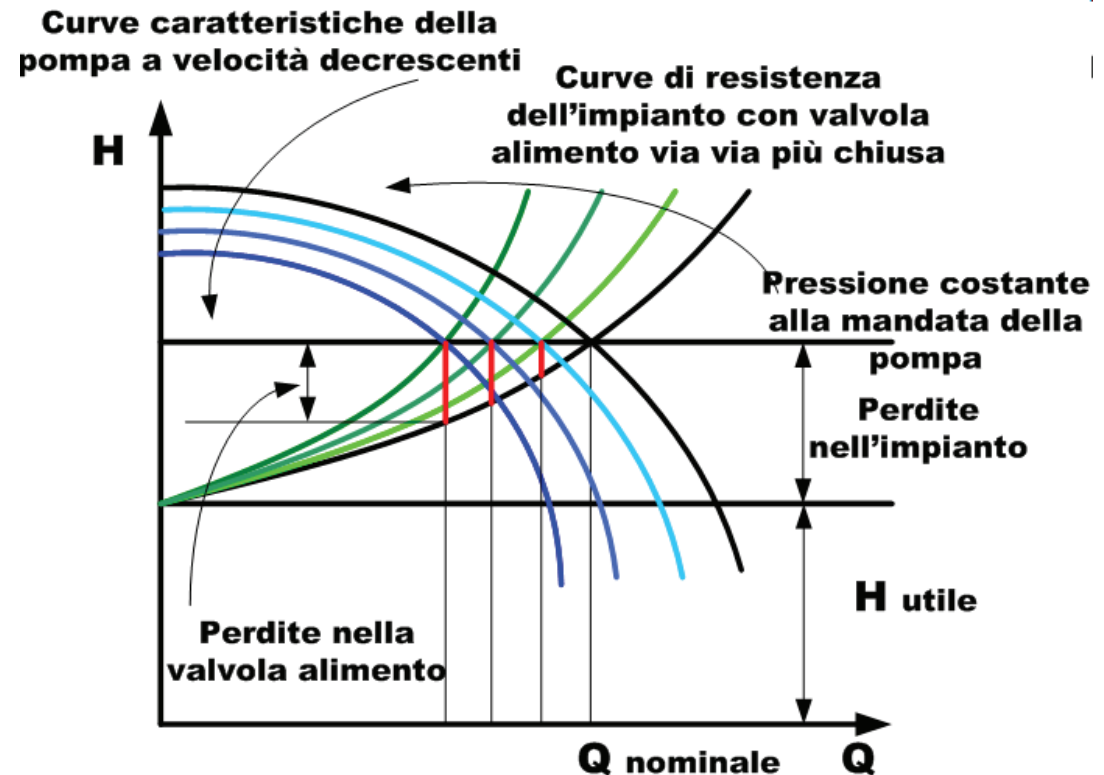


Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

2) Regolazione a pressione di mandata costante

La portata della pompa viene regolata agendo sia sulla velocità della turbina che sull'apertura della valvola di alimento. La regolazione è tale da mantenere costante la pressione alla mandata della pompa.

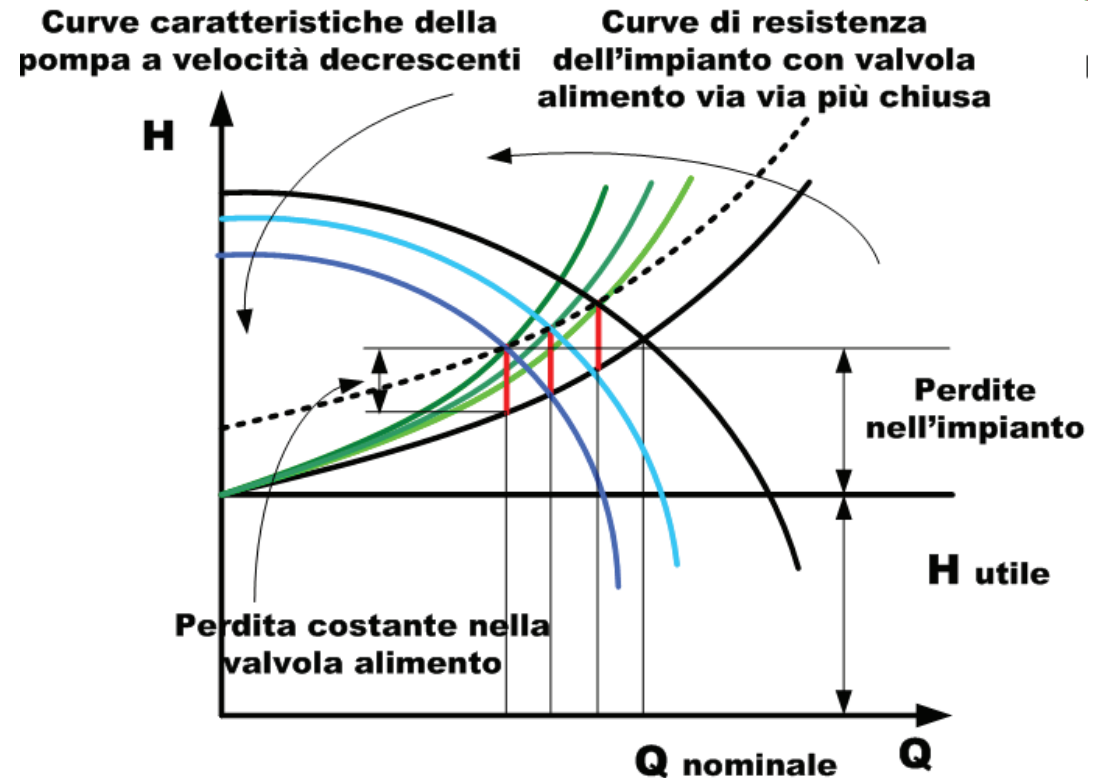


Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

3) Regolazione a pressione differenziale costante

La portata della pompa viene regolata agendo sia sulla velocità della turbina che sull'apertura della valvola di alimento. La regolazione è tale da mantenere una differenza di pressione costante attraverso la valvola di alimento.



Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

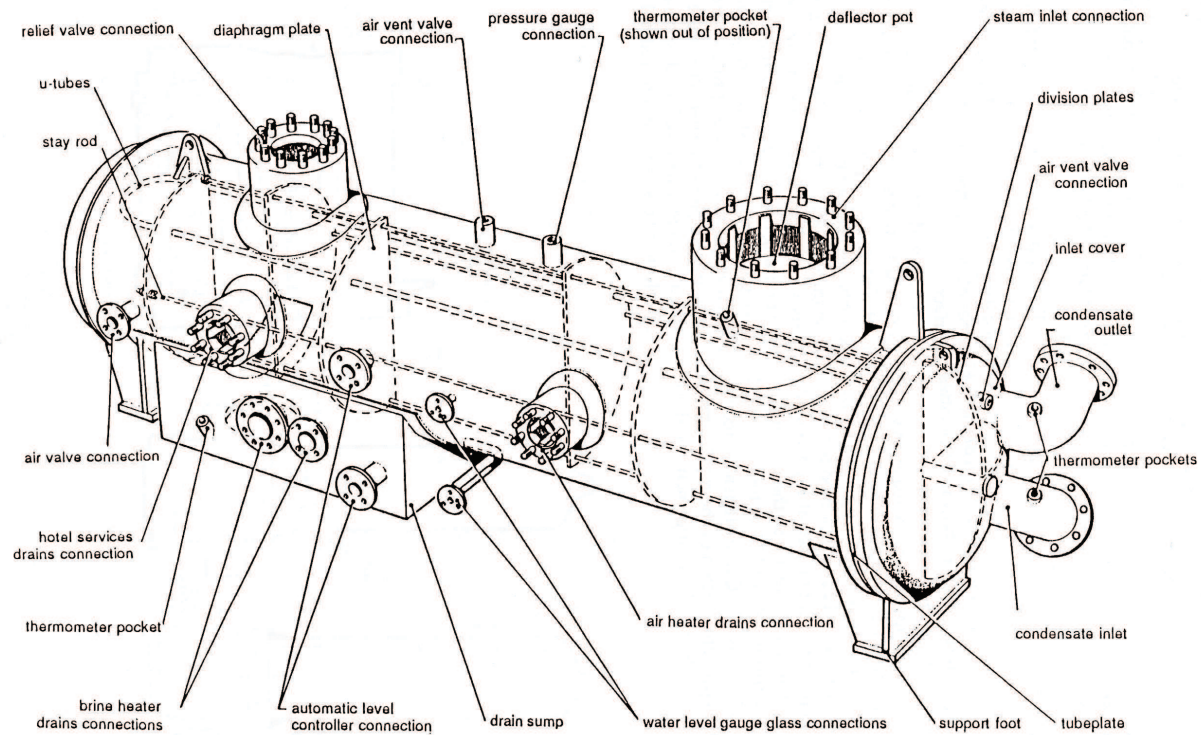


Figure 37 LP heater and drain cooler.

Impianti di propulsione navale

Impianto di alimento

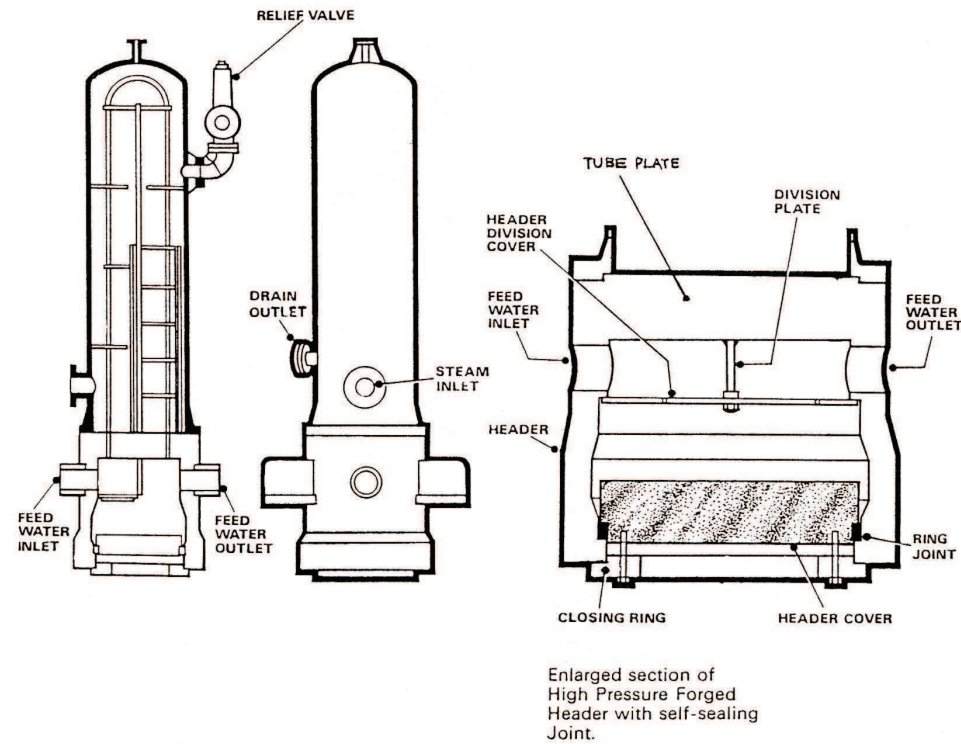


Figure 36 High pressure heater.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Il vapore prodotto a bordo è destinato al riscaldamento delle casse nafta, agli ausiliari della propulsione (depuratori nafta e olio, riscaldamento nafta nei moduli d'alimentazione dei motori) e ad usi alberghieri (riscaldamento nave, riscaldamento acqua potabile, cucine e lavanderie).

Nelle motonavi l'impianto produzione vapore è basato su caldaie autonome con combustione a nafta e, di regola, su caldaie a recupero che utilizzano la principale fonte di recupero energetico presente a bordo, ossia il calore posseduto dai gas di scarico dei motori diesel: vedi figura 1.

Nei casi in cui l'impianto diesel sia sufficientemente grande e la richiesta di carico elettrico non sia eccessiva (per esempio nelle grandi m/n portacontainer in servizio transoceanico), la produzione di vapore a recupero può essere sufficiente ad alimentare un turboalternatore a vapore in grado di sostenere l'intero carico elettrico di bordo: vedi figura 2.

Un'altra fonte di recupero energetico, seconda per importanza, è rappresentata dall'acqua di raffreddamento camicie e aria sovralimentazione dei motori. Essa viene di regola utilizzata negli evaporatori a bassa pressione destinati a produrre acqua potabile a partire dall'acqua di mare. In alcuni impianti vapore di tipo sofisticato, essa viene impiegata per preriscaldare l'acqua alimento delle caldaie.

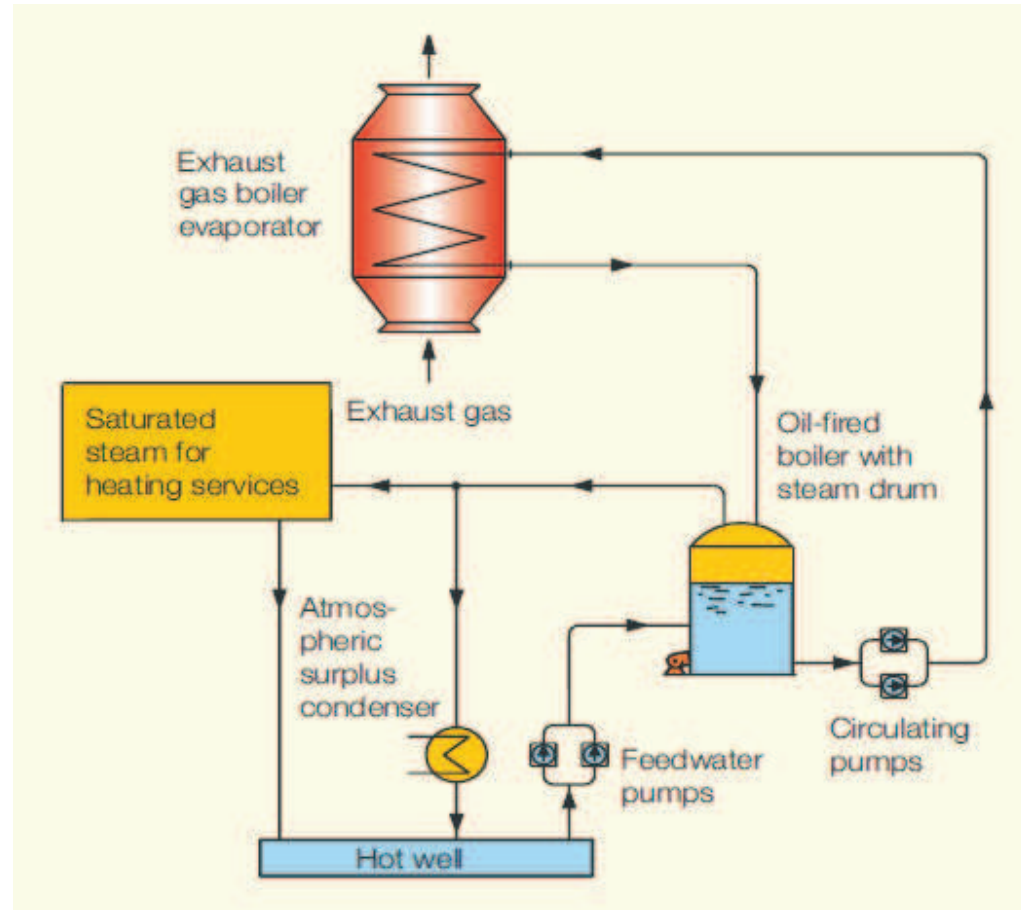
Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Figura 1

Impianto vapore a singola pressione per impieghi ausiliari.

Caldaia a gas di scarico con sola sezione evaporante.



Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

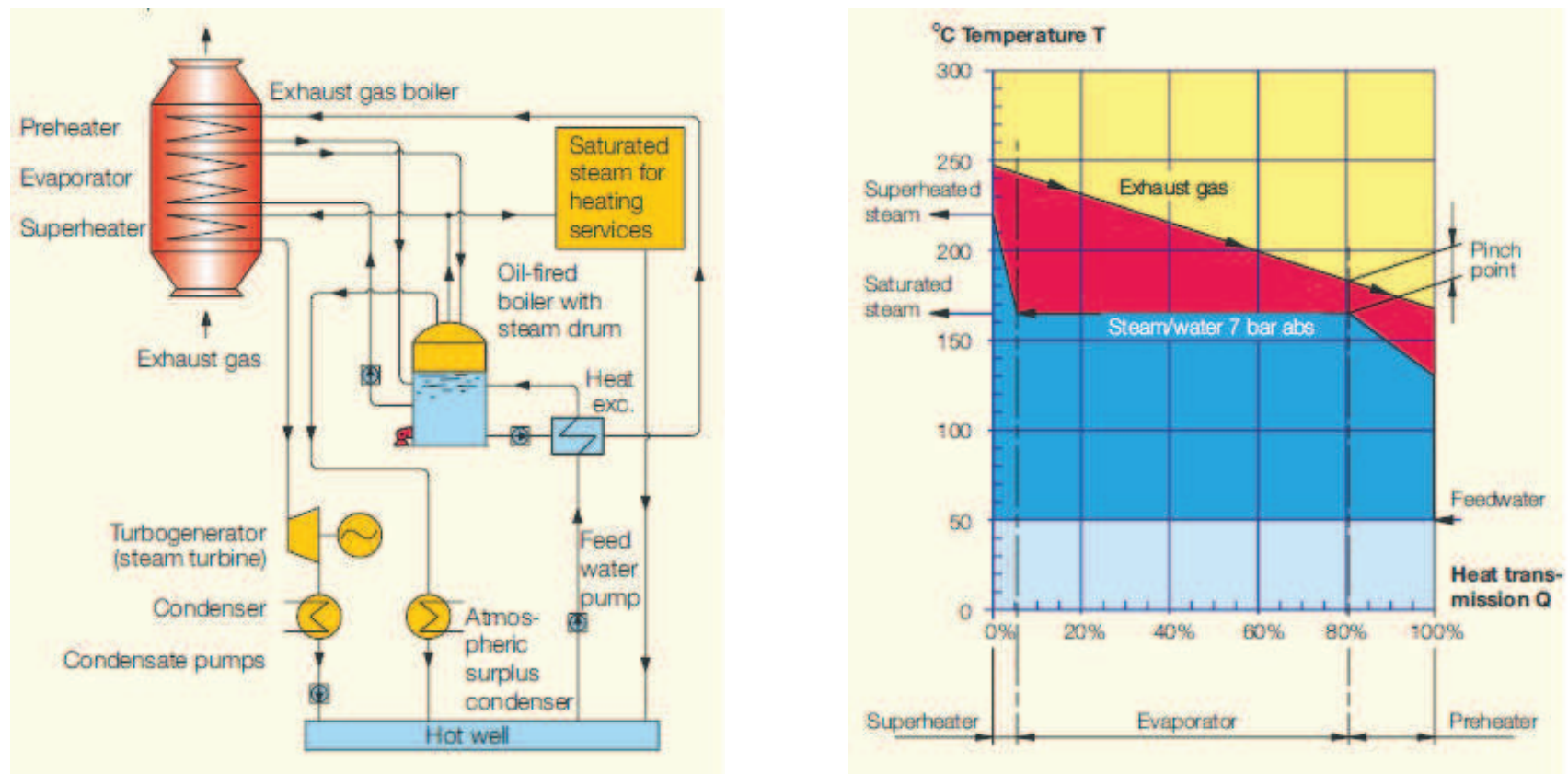


Figura 2 Impianto vapore a singola pressione con turboalternatore per produzione di elettricità. Caldaia a gas di scarico con preriscaldatore, sezione evaporante e surriscaldatore. A destra il diagramma temperature / calore scambiato nella caldaia a gas di scarico.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

I grafici mostrano l'influenza del "pinch point" (vedi fig. 2) sulla superficie di scambio termico della caldaia e sulla produzione di vapore.

I grafici indicano che una caldaia con "pinch point" di 5 °C, paragonata con una avente "pinch point" di 15 °C, produce il 10% in più di vapore ma al prezzo di avere una superficie di scambio termico circa 2.3 volte maggiore e di dover contemporaneamente ridurre la velocità dei gas attraverso la caldaia per evitare che le perdite di carico divengano troppo elevate. Una bassa velocità dei gas avrà una notevole influenza nel favorire la formazione di depositi di fuliggine e conseguenti rischi di incendio.

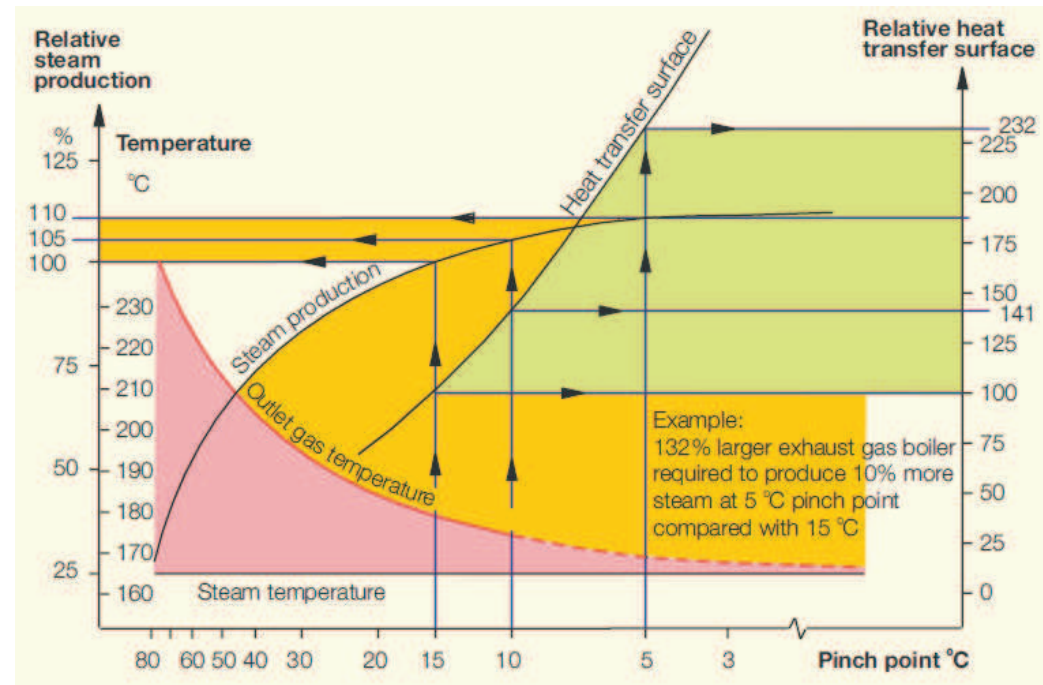


Figura 3

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

La figura 1 mostra un semplice impianto vapore usato frequentemente su navi che non richiedono grandi produzioni di vapore. I componenti fondamentali dell'impianto sono:

- la caldaia ausiliaria a nafta, il cui duomo funge da collettore di vapore per la caldaia a gas di scarico;
- la caldaia a gas di scarico, del tipo a tubi d'acqua (vedi figura 4), posta in circolazione forzata con la caldaia a nafta;
- il pozzo caldo in cui viene raccolto il vapore condensato. Il condensato proveniente da impianti potenzialmente inquinanti (p. es. serpentine riscaldamento nafta ed olio) passa attraverso una cassa osservazione condense in cui l'eventuale presenza di tracce di idrocarburi viene rilevata. La condensa inquinata viene scaricata in un'apposita cassa evitando che entri nel ciclo vapore;
- le pompe alimento che aspirano l'acqua alimento, ad una temperatura di $80 \div 95$ °C, dal pozzo caldo e la mandano alla caldaia a nafta;

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

➤ le pompe circolazione che mantengono in circolazione forzata la miscela acqua-vapore fra i fasci tubieri della caldaia a gas di scarico e la caldaia a nafta. L'acqua in circolazione fra le due caldaie ha una portata assai maggiore (4 ÷ 6 volte) della portata dell'acqua alimento. Con tale accorgimento si ottengono due scopi :

✓ si innalza la temperatura dell'acqua all'ingresso della caldaia a gas di scarico ad un valore prossimo alla temperatura di saturazione (tipicamente da 80 ÷ 95 °C a 140 ÷ 160 °C): con ciò si evitano fenomeni locali di condensa acida dei fumi e conseguenti corrosioni;

✓ anche la massa d'acqua entro la caldaia a nafta verrà mantenuta a temperatura prossima alla temperatura di saturazione, consentendo una rapida evaporazione in caso di accensione della caldaia

➤ il condensatore atmosferico (condensatore "dumping"), destinato a condensare il vapore in eccesso prodotto dalla caldaia a gas di scarico. La circolazione del condensatore avviene tramite l'acqua di mare o, in alcuni impianti, tramite l'acqua dolce dell'impianto di raffreddamento centralizzato;

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

- i sistemi di automazione dell'impianto che agiscono nei casi in cui la produzione di vapore della caldaia a gas di scarico non coincida con la richiesta degli utenti di bordo. Quando la produzione di vapore è eccessiva, la pressione nel sistema aumenta: un pressostato comanda l'apertura di un'apposita valvola (valvola di "dumping") che scarica il vapore al condensatore atmosferico. Quando invece la produzione di vapore è scarsa, la pressione nel sistema diminuisce: un pressostato comanda l'accensione del bruciatore della caldaia a nafta destinata a supplementare la produzione di vapore;
- in alcuni impianti (alquanto rari), la produzione vapore della caldaia a gas di scarico è regolata tramite serrande di "by-pass" poste sul percorso dei gas. in caso di produzione eccessiva di vapore le serrande deviano il flusso dei gas su una condotta esterna alla caldaia;
- in alcuni impianti la caldaia a gas di scarico è del tipo a tubi di fumo (vedi figura 5). Tale caldaia è dotata di un proprio duomo vapore in modo tale che la caldaia a nafta può non far parte del circuito. La produzione di vapore viene controllata variando il livello d'acqua nella caldaia a gas di scarico.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Caldaia a gas di scarico a tubi d'acqua.

I gas di scarico passano in senso trasversale all'esterno di un fascio di tubi in cui circola l'acqua.

Per rendere la caldaia quanto più compatta ed efficiente possibile, la superficie di scambio termico dei tubi dal lato gas è spesso incrementata mediante alette o "pins".

Il passo dell'alettatura è di circa $10 \div 13$ mm mentre lo spessore delle alette è di $2 \div 3$ mm.

La caldaia a tubi d'acqua non è normalmente dotata di duomo vapore: si ricorre ad un duomo vapore separato o, più spesso, al duomo della caldaia a nafta collegato in circolazione con la caldaia a gas di scarico.

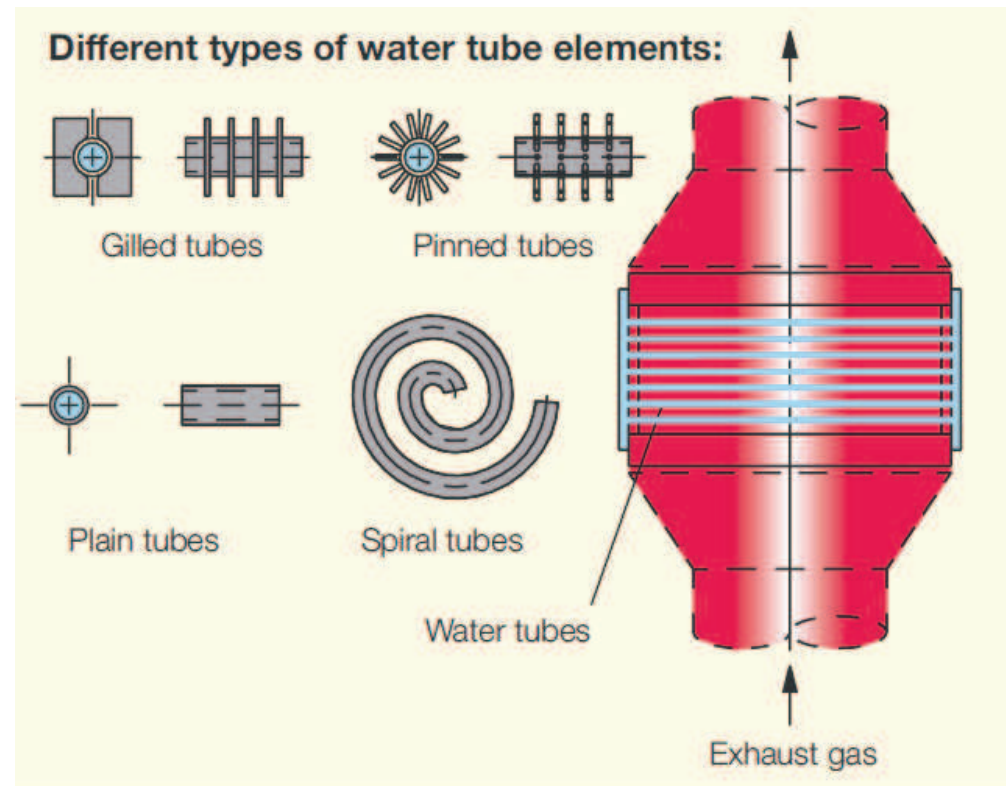


Figura 4

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

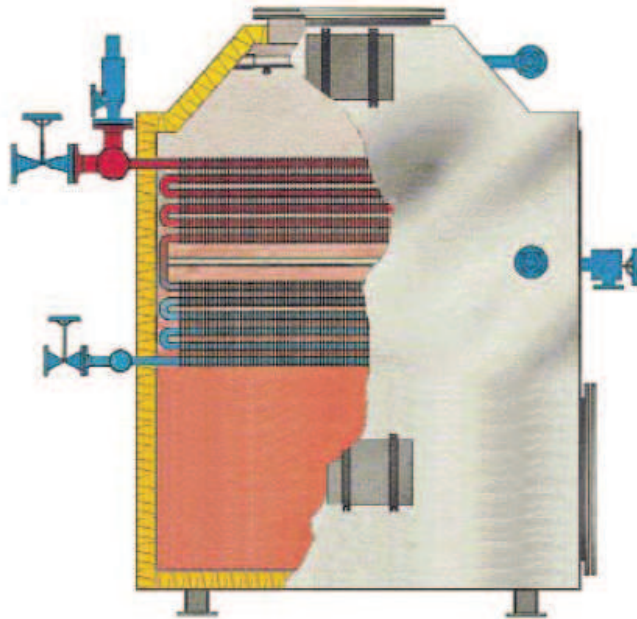


Figura 5 a
Caldaia a gas di scarico a tubi d'acqua.

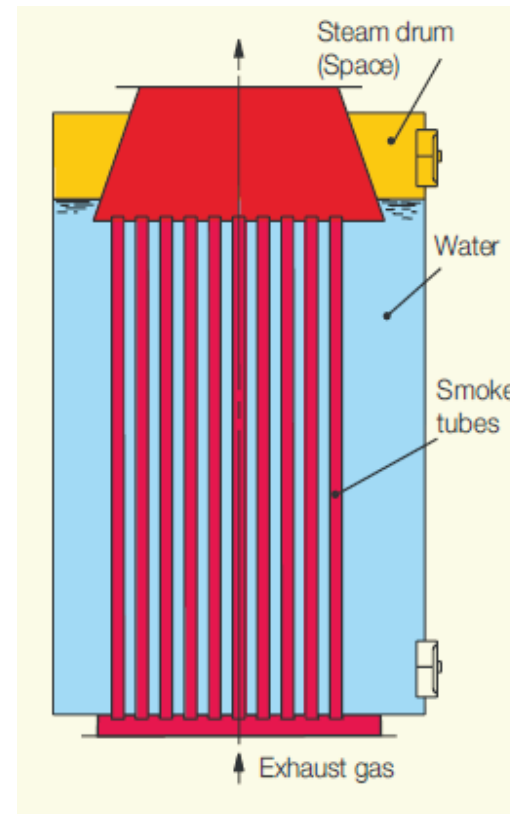


Figura 5 b
Caldaia a gas di scarico a tubi di fumo.
La caldaia in figura è di tipo verticale con
duomo vapore proprio.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Nel determinare i parametri di progetto dell'impianto vapore, debbono essere considerati alcuni vincoli importanti:

- **la temperatura del vapore (e quindi la sua pressione) deve essere sufficientemente alta per assicurare il riscaldamento della nafta di viscosità più elevata che verrà utilizzata a bordo. Le nafta più viscosi (es. IFO 700) debbono essere riscaldate a circa 160 °C prima di essere inviate ai motori: ciò richiede che il vapore saturo da produrre debba avere una pressione di almeno 8 bar assoluti, cui corrisponde una temperatura di 170 °C.**
- **i tubi evaporatori di una caldaia a gas di scarico sono attraversati da una miscela di acqua e vapore alla temperatura di saturazione. Pertanto la caldaia, quando è priva di economizzatore, può sfruttare il calore dei gas di scarico abbassandone la temperatura d'uscita fino ad un valore pari alla temperatura di saturazione più una differenza finale di circa 10 °C. Se il vapore viene prodotto a 8 bar assoluti, la più bassa temperatura d'uscita dei gas ottenibile è di circa 180 °C;**

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

- quando si adottano pressioni vapore minori, o quando l'acqua alimento della caldaia viene preriscaldata in un economizzatore posto nel tratto d'uscita dei gas, sono possibili temperature gas in uscita dalla caldaia più basse. In ogni caso, tuttavia, è necessario evitare temperature gas in uscita inferiori a circa 160 °C al fine di evitare il pericolo di corrosioni da attacco acido dovute allo zolfo presente nel combustibile;
- per non compromettere il funzionamento del motore, le perdite di carico lungo la condotta di scarico gas non debbono superare complessivamente i 300 ÷ 320 mm di colonna d'acqua (si assume comunque il valore prescritto dal costruttore del motore). Pertanto il contributo alle perdite offerto dalla caldaia a gas di scarico non deve superare un certo valore (in genere 100 ÷ 120 mm di colonna d'acqua): tale valore va verificato in sede di progetto dell'impianto.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

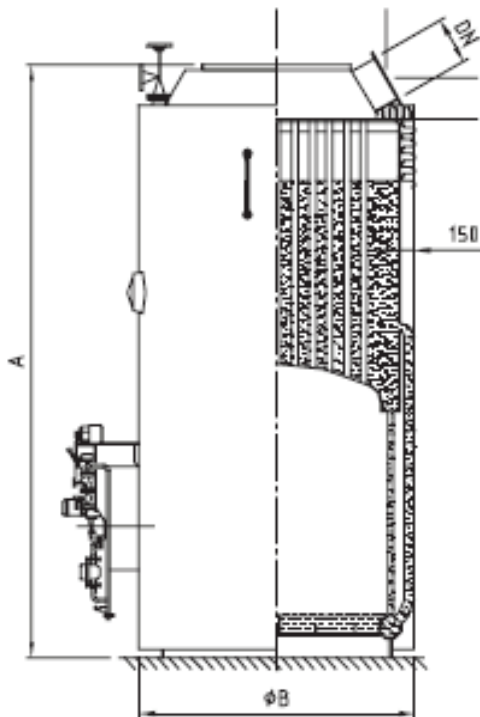


Figura 6 - Caldaia a nafta a tubi di fumo lisci (“plain smoke tube boiler”)

Per produzioni da 0.75 a 6 t/h il focolare è del tipo raffreddato ad acqua mentre per produzioni da 6 a 15 t/h il focolare è rivestito da pareti di tubi d'acqua collegati a membrana. La pressione di progetto va da 10 a 18 bar g.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

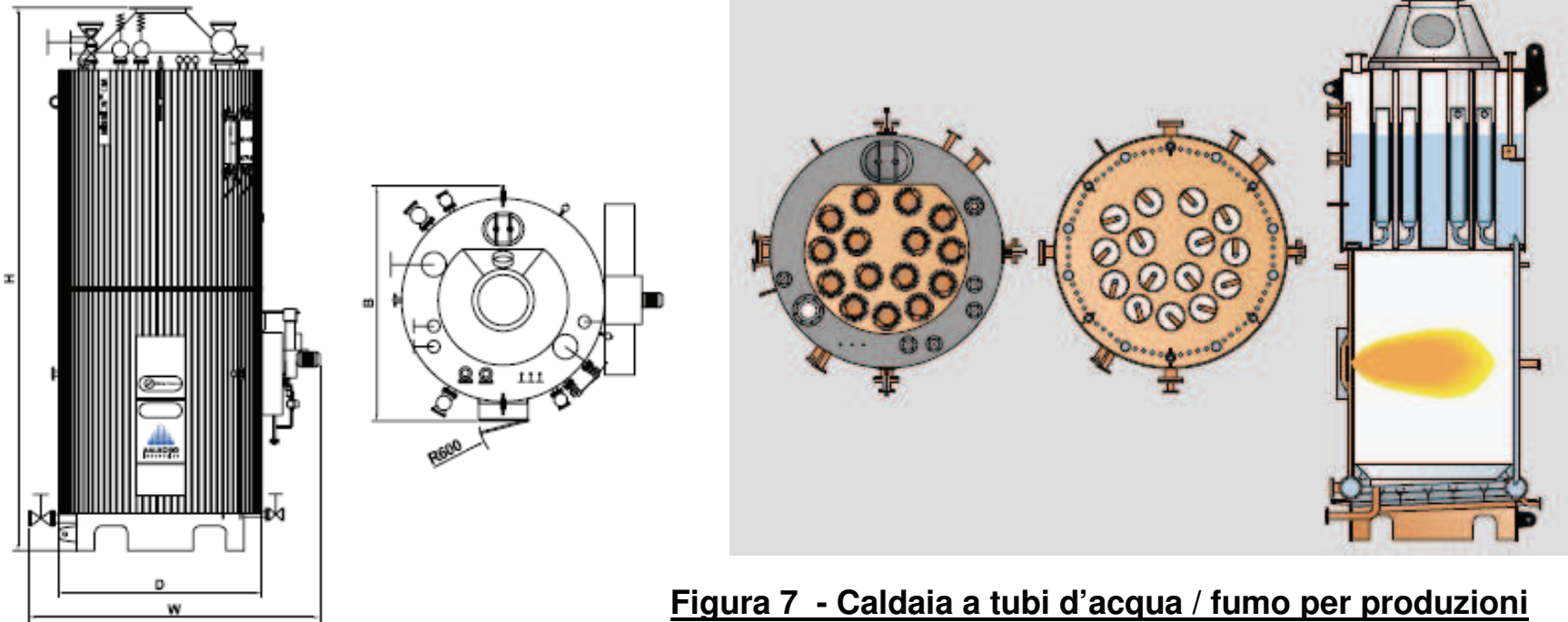


Figura 7 - Caldaia a tubi d'acqua / fumo per produzioni da 8 a 20 t/h. Pressione di progetto 11 bar g.

Il focolare è rivestito da pareti di tubi d'acqua collegati a membrana.

In questo tipo di caldaia, il volume d'acqua viene riscaldato da una serie di tubi d'acqua ciascuno dei quali è sistemato all'interno di un tubo di fumo. La superficie esterna del tubo d'acqua è incrementata con "pins" d'acciaio saldati. La circolazione dell'acqua è assicurata da tubi di caduta di grande diametro posti entro le pareti a membrana del focolare.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

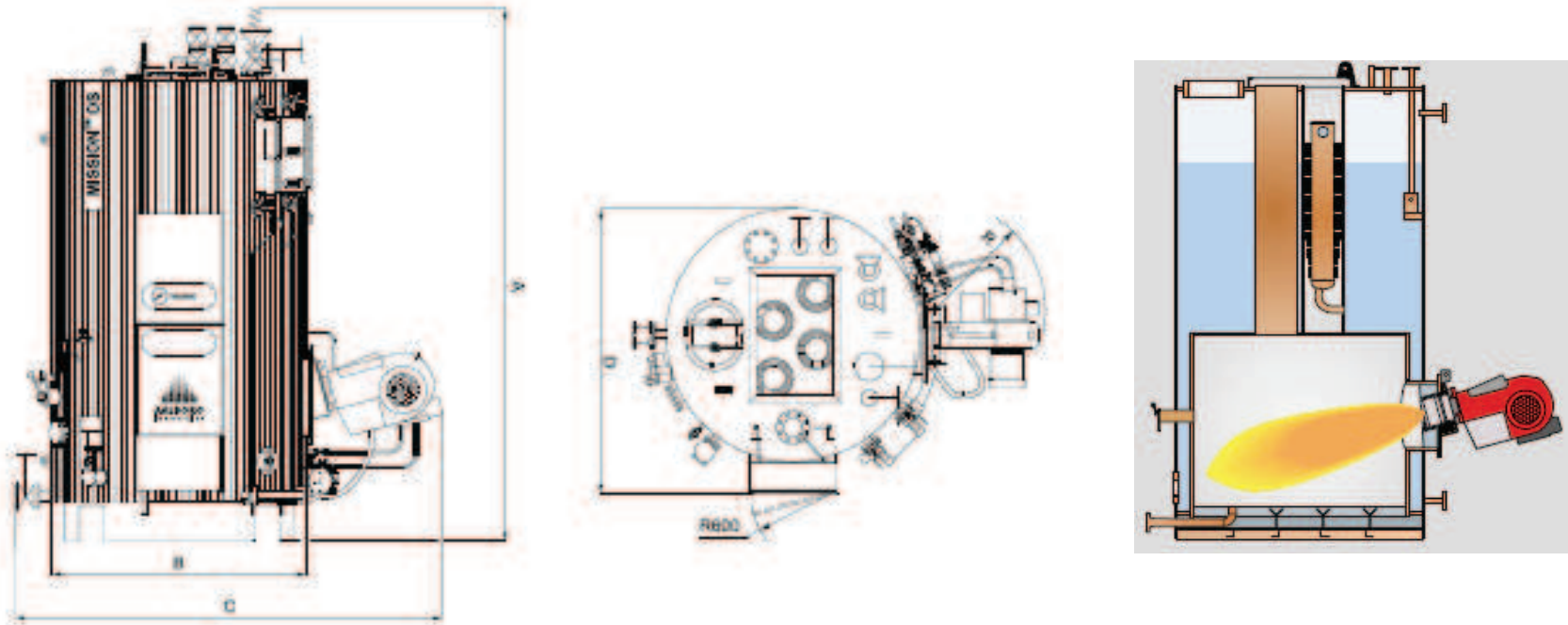


Figura 8 - Caldaia a tubi d'acqua / fumo per produzioni da 1.6 a 6.5 t/h. Pressione di progetto 10 bar g.

In questo tipo di caldaia l'involucro del focolare è completamente raffreddato dall'acqua circostante.

La configurazione dei tubi d'acqua / fumo è la stessa descritta nella figura 7.

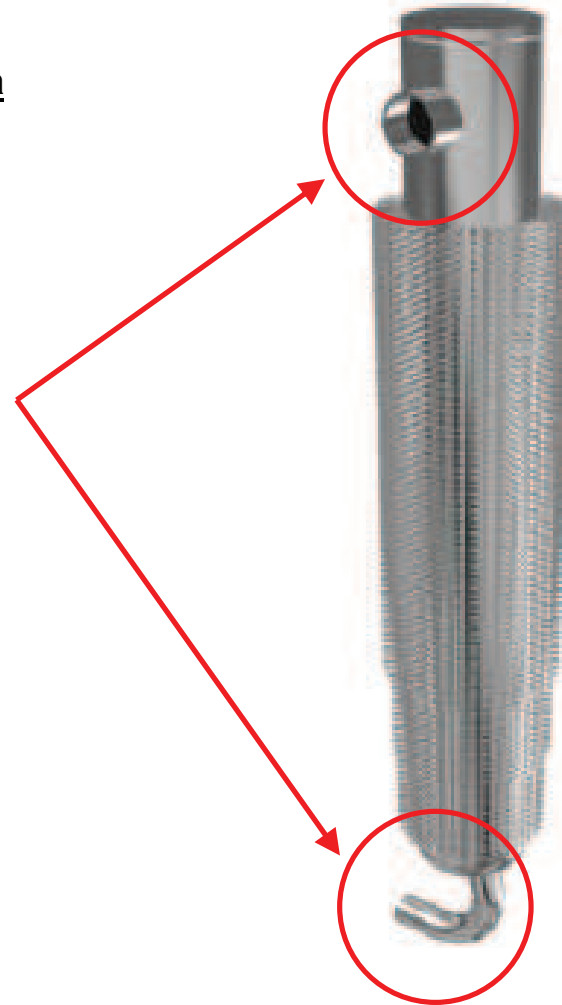
Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Figura 9 - Tubo d'acqua con superficie esterna incrementata da "pins" saldati elettricamente.

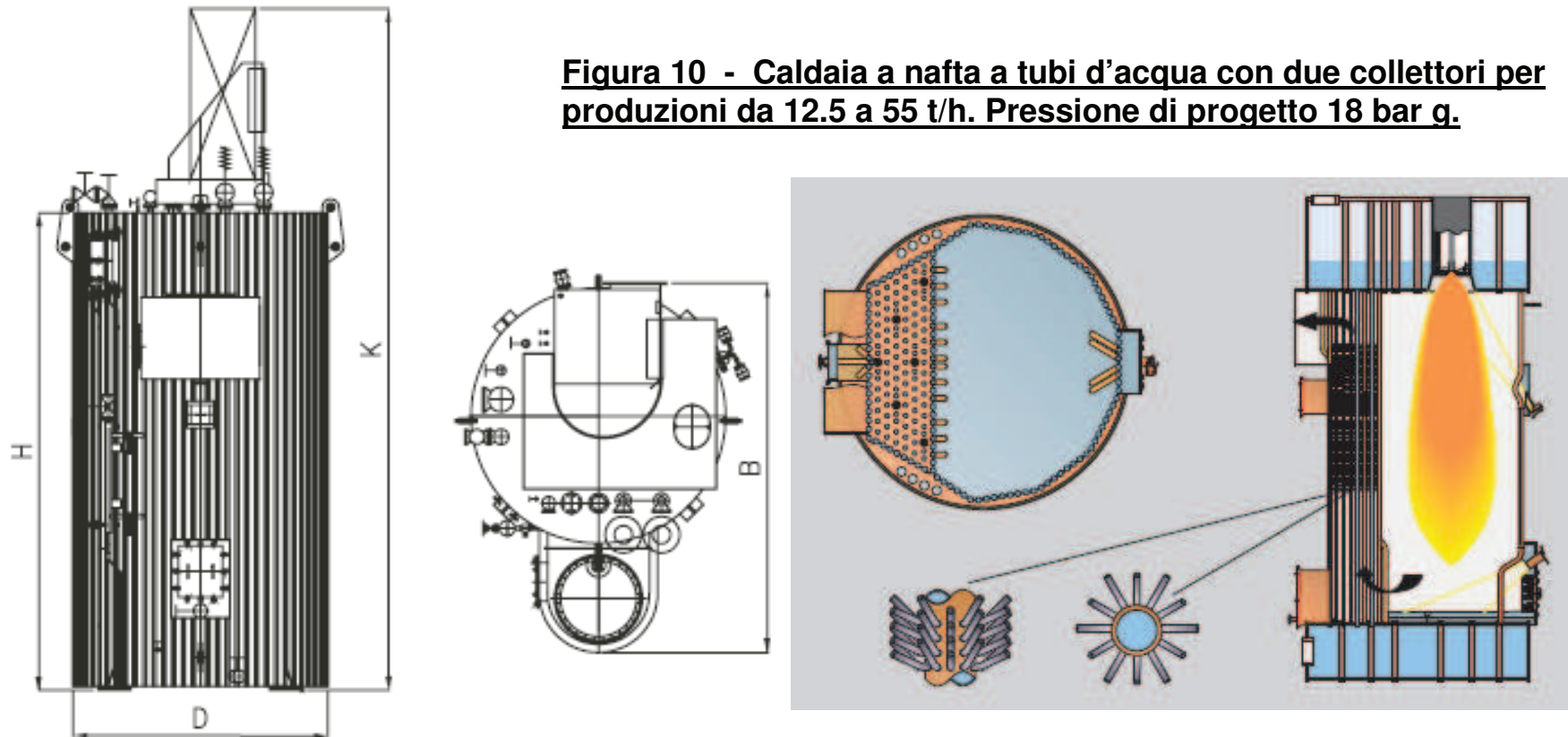
Il tubo, sistemato all'interno di un tubo di fumo, viene lambito dai gas della combustione. La trasmissione del calore è favorita dai "pins".

Le parti inferiore e superiore del tubo d'acqua sono collegate, attraverso le pareti del tubo di fumo contenitore, al volume d'acqua della caldaia.



Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi



Il focolare è rivestito da pareti di tubi d'acqua collegati a membrana.

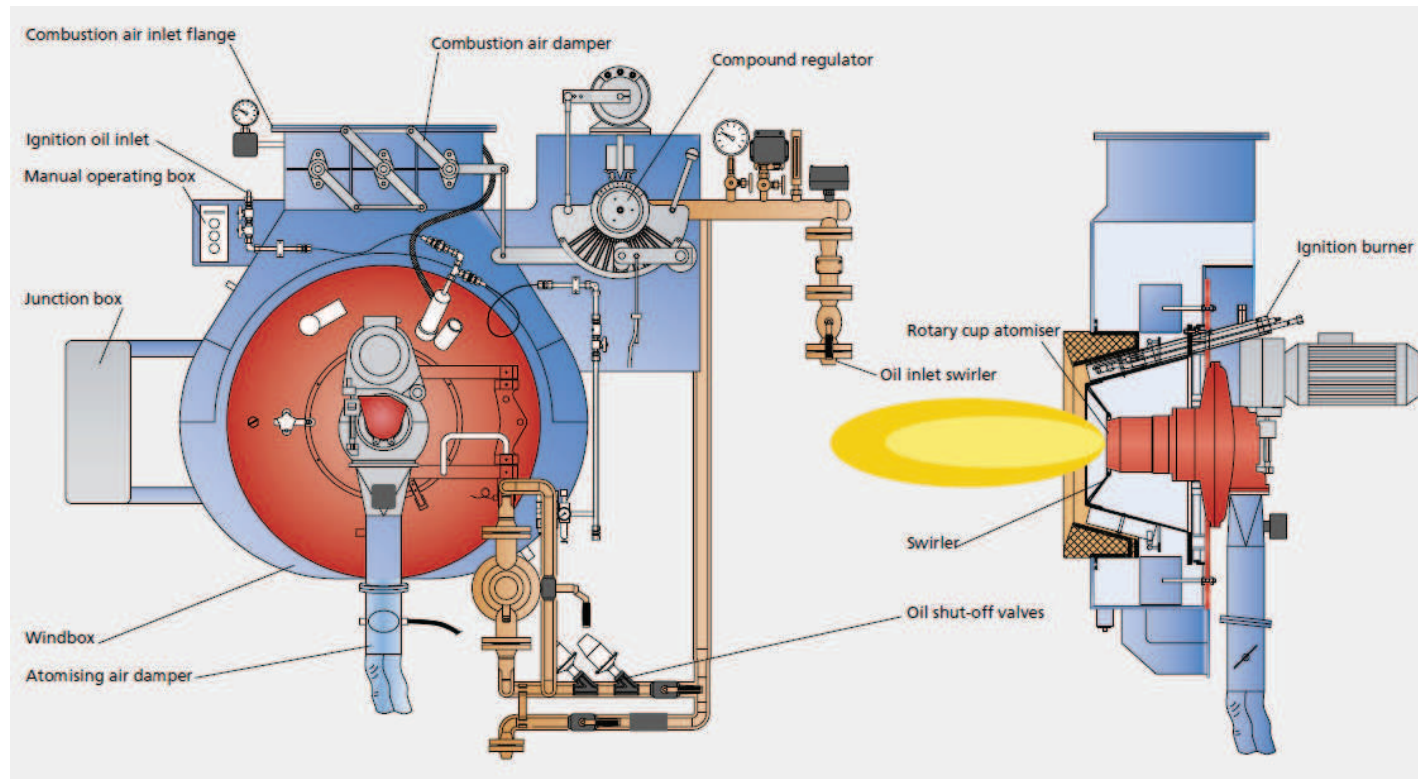
La sezione a convezione è costituita da tubi d'acqua verticali con superficie esterna incrementata da "pins" piegati. La circolazione dell'acqua è assicurata da tubi di caduta sistemati all'esterno delle pareti a membrana del focolare.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

**Figura 11 -
Bruciatore
nafta pesante /
diesel oil a
coppa rotante
per caldaia
ausiliaria.**

**Capacità da 50
a 3400 kg/h di
nafta (a
seconda dei
modelli).
Adatto per
caldaie con
produzione da
1900 a 45000
kg/h di vapore.**



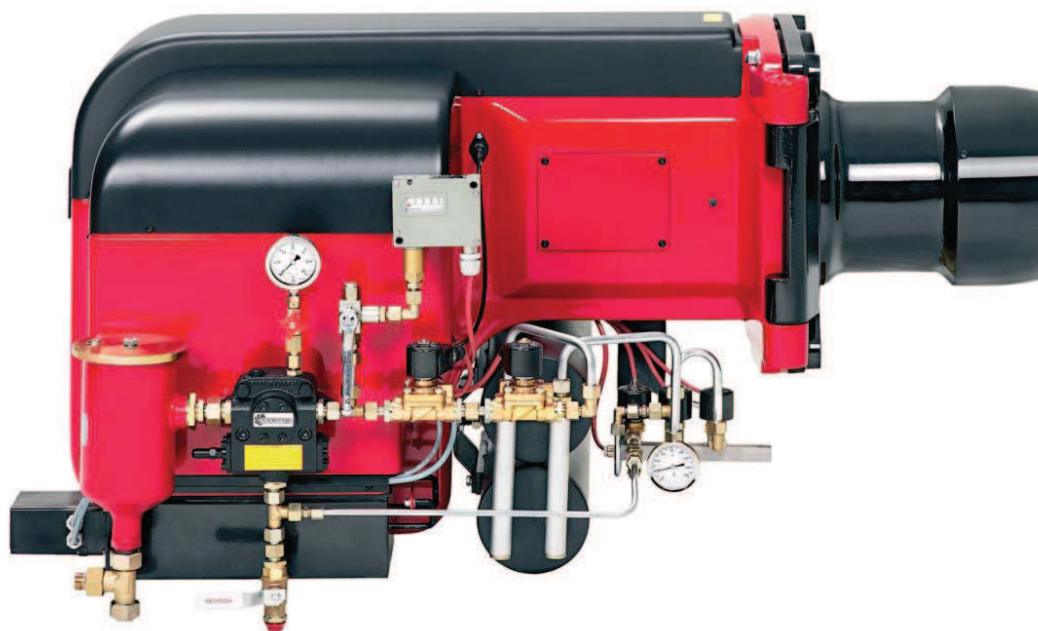
Il film d'olio combustibile, formatosi all'interno della coppa rotante di forma troncoconica, viene proiettato dalla forza centrifuga verso la corrente d'aria primaria che fluisce attorno alla coppa e ne provoca la polverizzazione. L'aria secondaria necessaria per la combustione completa è fornita da un ventilatore di tiraggio forzato e passa attraverso la cassa d'aria e il registro di regolazione.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

**Figura 12 -
Bruciatore nafta
pesante / diesel
oil di tipo
monoblocco a
getto
pressurizzato
per caldaia
ausiliaria.**

**Capacità da 50 a
300 kg/h di nafta
(a seconda dei
modelli).
Progettato per
funzionamento
modulante.**



Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Fin dalle prime fasi del progetto si procede ad una stima dei consumi di vapore nelle varie condizioni operative della nave. Una parte di tali consumi è assorbita da utenze di apparato motore (riscaldamento casse nafta, olio e morchie, depuratori nafta e olio, moduli spinta nafta, preriscaldatori acqua camicie motori, evaporatori) mentre un'altra, preponderante nel caso di navi da passeggeri / crociera, è assorbita da utenze alberghiere (riscaldamento nave, riscaldamento acqua potabile, piscine, cucine, lavanderie, ecc.).

La produzione di vapore ottenibile dalle caldaie a recupero dipende dal numero e dalla potenza dei motori installati e dal loro fattore di utilizzo, espresso in % della MCR, nelle varie condizioni operative. La differenza fra quantità di vapore richiesta e quantità di vapore ottenuta a recupero va colmata con vapore prodotto dalle caldaie ausiliarie a nafta.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Esempio di calcolo del fabbisogno vapore

	Consumo teorico		Navigazione inverno		Navigazione estate		Porto inverno	
	kW	kg/h	kW	kg/h	kW	kg/h	kW	kg/h
	$kg_{vap.} / kW h = 0.560$							
Casse decantazione nafta (2x150 m3)	766	1367	565	1009	565	1009	508	907
Casse servizio nafta (2x92 m3)	549	980	226	403	226	403	198	353
Casse deposito nafta in doppiofondo (2x325 m3)	739	1319	621	1108	565	1009	621	1108
Cassa olio da depurare (60 m3)	96	171	85	152	56	100	85	152
Cassa morchie (35 m3)	44	79	40	71	28	50	56	100
Cassa rigurgiti nafta (145 m3)	201	359	158	282	85	152	141	252
Cassa sentina sporca (145 m3)	201	359	56	100	45	80	56	100
Cassa decantazione sentina (28 m3)	59	105	28	50	17	30	28	50
Totale riscaldamento casse	2655	4739	1779	3175	1587	2833	1693	3022
Riscaldatori finali nafta motori DD.GG. (3x450 kg/h)	756	1349	565	1009	395	705	198	353
Riscaldatori depuratori nafta (n° 4)	695	1241	604	1078	302	539	184	328
Riscaldatore depuratore marine diesel oil (1x40 kg/h)	23	41		0		0		0
Riscaldatori depuratori olio lubrificazione (n° 6)	689	1230	576	1028	449	801	638	1139
Riscaldatore depuratore morchie (1x30 kg/h)	17	30	17	30	8	14	17	30
Riscaldatore depuratore sentina (n° 1)	141	252	113	202	56	100	141	252
Riscaldatori nafta caldaie (n° 2)	96	171	42	75	11	20	42	75
Preriscaldatori acqua camicie motori DD.GG. (n° 3)	1954	3488		0		0		0
Riscaldatori acqua alimento (2x500 kg/h)	560	1000	96	171	96	171	96	171
Riscaldatori booster evaporatori (3x8870 kg/h)	14908	26610	1869	3336	1333	2379		0
Totale utenze apparato motore	19839	35412	3882	6929	2650	4730	1316	2349
Impianto condizionamento aria	12987	23181	6211	11086	621	1108	3614	6451
Riscaldatori acqua potabile (4x4500 kg/h)	10084	18000	3354	5987	1677	2993	1880	3356
Riscaldatori acqua piscine	2456	4384	232	414	79	141	768	1371
Lavanderie	2597	4636	1525	2722	1525	2722	847	1512
Generatore vapore pulito	141	252	141	252	141	252	141	252
Laundrettes	254	453	141	252	141	252	141	252
Cucine	3275	5846	2372	4234	2372	4234	1581	2822
Riscaldatori acqua cucine	1016	1814	565	1009	565	1009	452	807
Centro benessere	56	100	45	80	23	41	45	80
Totale utenze alberghiere	32866	58665	14586	26036	7144	12752	9469	16902
Totale			20247	36140	11381	20315	12478	22273

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Esempio di calcolo di bilancio vapore

		CARICO ELETTRICO AL QUADRO PRINCIPALE			GRUPPI DD.GG.			RECUPERO CALORE		RICHIESTA VAPORE			PRODUZIONE VAPORE				
		Propulsione con Sea Margin	Ausiliari e servizi hotel	Totale	Potenza alla flangia motori	Gruppi dd.gg. in servizio	Carico motori	Vapore da caldaie g.s.	Calore acqua raffr. AT per evaporatore	Vapore per evaporatore	Vapore per ausiliari e hotel	Totale	Vapore da caldaie a nafta	Caldaie a nafta in servizio	Carico caldaie a nafta	Consumo combustibile caldaie a nafta	
Condizione operativa		A [MW]	B [MW]	C [MW]	D = C / eta [MW]	E [n°]	F=D/(E-MCR) [% MCR]	G [kW]	H [kW]	J=2·X-H [kW]	K [kW]	J + K [kW]	L=(J+K)-G [kW]	M=L/V [kg/h]	N [n°]	P=L/(N·U) [%]	Q=M/W [kg/h]
<i>Estate</i>	Manovra	9.6	26.2	35.8	36.9	4	73	8081	0	0	11000	11000	2919	5213	0	0	359
	13.3 nodi	8.7	17.6	26.3	27.1	3	72	6000	4853	5347	10900	16247	10247	18298	2	61	1262
	20 nodi	36.7	17.9	54.6	56.3	5	89	13126	11607	0	11300	11300	0	0	0	0	0
	Tutta forza	47.7	18.3	66.0	68.0	6	90	16084	11800	0	11400	11400	0	0	0	0	0
	Porto	0.0	17.6	17.6	18.1	2	72	4007	0	0	10700	10700	6693	11952	2	40	824
<i>Inverno</i>	Manovra	9.6	26.2	35.8	36.9	4	73	6865	0	0	15200	15200	8335	14884	2	50	1026
	13.3 nodi	8.7	17.6	26.3	27.1	3	72	5098	4853	5347	15100	20447	15349	27409	2	91	1890
	20 nodi	36.7	17.9	54.6	56.3	5	89	11386	11607	0	15600	15600	4214	7525	1	50	519
	Tutta forza	47.7	18.3	66.0	68.0	6	90	14001	11800	0	15700	15700	1699	3034	1	20	209
	Porto	0.0	12.6	12.6	13.0	2	52	2947	0	0	15000	15000	12053	21523	2	72	1484

NOTE :

- Tutta forza : potenza propulsiva max. 2 x 22 MW senza Sea Margin
- Potenza gruppi DD.GG. **MCR** 6 x 12,600 kW WARTSILA 12V46C
- Rendimento alternatori **eta** 0.97
- Potenzialità max. caldaie **U** 2 x 8,400 kW 15,000 kg/h
- Entalpia vapore **V** 0.560 kW h / kg vapore
- Consumo unitario caldaia **W** 14.5 kg nafta/kg vapore
- Consumo max. evaporatori **X** 2 x 5,100 kW

Colonne A / F : bilancio elettrico
Colonne G / Q : bilancio vapore

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Per il calcolo della quantità di vapore a recupero si procede nel modo seguente:

➤ dalla “Project Guide” del motore si ricavano le portate e le temperature dei gas di scarico in funzione della percentuale di MCR alla quale il motore è utilizzato e delle condizioni ambientali, ISO o tropicali (vedi esempio nella tabella).

La quantità di calore ceduta dai gas di scarico è data da :

$$Q_g = G_g c_{sp_g} (t_{ge} - t_{gu})$$

➤ La quantità di calore necessaria per far evaporare la portata G_v di vapore è data da :

$$Q_v = G_v (h_s - c_{sp_a} t_a)$$

➤ uguagliando Q_g e Q_v si ricava G_v :

$$G_v = \frac{G_g c_{sp_g} (t_{ge} - t_{gu})}{(h_s - c_{sp_a} t_a)}$$

		WARTSILA 8L46C	WARTSILA 12V46C
Potenza massima continua	kW	8400	12600
Portata al 100% MCR	kg/s	14.9	22.4
Portata all' 85% MCR	kg/s	14.0	21.0
Portata al 75% MCR	kg/s	12.9	19.2
Portata al 50% MCR	kg/s	9.3	13.8
Temperatura dopo T/S, 100% MCR	°C	375	375
Temperatura dopo T/S, 85% MCR	°C	305	305
Temperatura dopo T/S, 75% MCR	°C	300	300
Temperatura dopo T/S, 50% MCR	°C	315	315
Contropressione massima	kPa	3.0	3.0
Diametro scarico minimo	mm	1000	1200
Diametro scarico per $v = 35$ m/s	mm	995	1220
Dati validi per :			
<input type="checkbox"/> funzionamento a giri fissi, 514 giri/min.			
<input type="checkbox"/> condizioni ISO 3046-1 :			
• temperatura aria ambiente 25 °C			
• temperatura acqua raffreddamento 25 °C			
Tolleranza sulla portata 5%			
Tolleranza sulla temperatura 15 °C			

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

➤ si calcola la temperatura dell'acqua all'ingresso della caldaia a gas di scarico t_c considerando che nella caldaia la quantità di calore ceduta dai gas riscalda la portata d'acqua entrante $n \cdot G_v$ da t_c a t_s e ne fa evaporare la quota G_v :

$$n G_v c_{sp_a} (t_s - t_c) + G_v (h_s - c_{sp_a} t_s) = Q_g$$

sostituendo : $Q_g = Q_v = G_v (h_s - c_{sp_a} t_a)$

si ha :
$$t_c = \frac{(n-1)t_s + t_a}{n}$$

➤ si calcola la temperatura dei gas al "pinch point" $t_{g'}$, osservando che il calore ceduto dai gas che si raffreddano da $t_{g'}$ a t_{gu} riscalda la portata d'acqua $n \cdot G_v$ da t_c a t_s :

$$n G_v c_{sp_a} (t_s - t_c) = G_g c_{sp_g} (t_{g'} - t_{gu})$$

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Si ricava direttamente $t_{g'}$, dopo sostituzione di G_v :

$$t_{g'} = t_u + \frac{n c_{sp_a} (t_s - t_c)}{h_s - c_{sp_a} t_a} (t_{ge} - t_{gu})$$

G_v	portata vapore [kg/h]
c_{sp_a}	calore specifico acqua (4.1868 kJ/kg °C)
h_s	entalpia del vapore saturo [kJ/kg]
t_s	temperatura di saturazione [°C]
t_c	temperatura acqua ingresso caldaia a gas di scarico [°C]
t_a	temperatura dell'acqua alimento [°C]
n	rapporto fra portata circolante nella caldaia a gas di scarico e portata alimento
G_g	portata gas di scarico [kg/h]
c_{sp_g}	calore specifico gas di scarico (1.07 ÷ 1.09 kJ/kg °C)
t_{ge}	temperatura gas di scarico all'entrata della caldaia [°C]
t_{gu}	temperatura gas di scarico all'uscita della caldaia [°C]
$t_{g'}$	temperatura gas di scarico al "pinch point" [°C]

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

Si hanno ora tutti i dati necessari per il calcolo delle superfici di scambio termico delle sezioni riscaldante ed evaporante della caldaia a gas di scarico. Tale calcolo, di una certa complessità, non è di stretta competenza del progettista navale. Il coefficiente di scambio termico globale k dipende dai coefficienti di trasmissione del calore α_g lato gas, α_a lato acqua, dal coefficiente di conduzione λ del materiale del tubo di spessore s e dai coefficienti di resistenza r_g lato gas e r_a lato acqua dovuti alle incrostazioni che si accumulano nel corso dell'esercizio.

Per una caldaia a tubi lisci si ha:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + r_g + \frac{s}{\lambda} + r_a + \frac{1}{\alpha_a}}$$

Il calcolo di α_g e α_a si effettua con formule del tipo $Nu = c \cdot Re^a \cdot Pr^b$ ove Nu , Re , Pr sono rispettivamente i numeri di Nusselt, Reynolds e Prandtl.

Il calcolo del coefficiente k per le caldaie a tubi alettati, adottate estesamente per ragioni di compattezza, deve tener conto dei fenomeni di trasmissione del calore nell'alettatura e presenta quindi dei passi aggiuntivi. Per tutti i dettagli si rimanda a pubblicazioni specializzate quali il manuale VDI – Wärmesatlas.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi

$$S = \frac{Q}{F k \Delta t_{\ln}}$$

In cui:

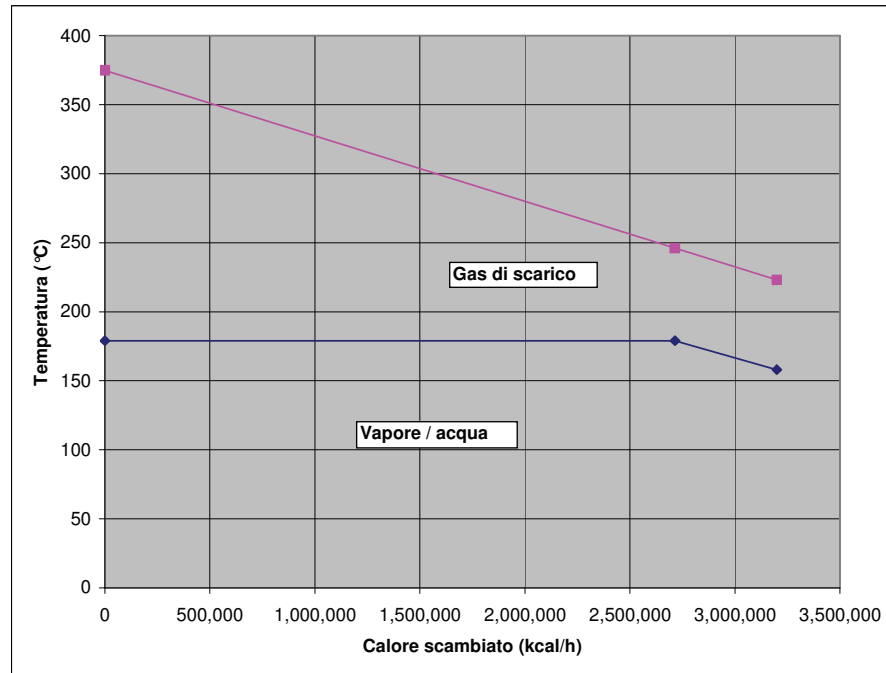
S	superficie di scambio termico [m²]
Q	calore scambiato [kJ/h]
F	fattore correttivo per flussi trasversali rispetto a flussi controcorrente
k	coefficiente globale di trasmissione del calore [kJ/m² h °C]
Δt_{\ln}	differenza di temperatura media logaritmica [°C]

In generale il coefficiente k per caldaie a tubi alettati varia fra 110 e 150 kJ/m² h °C (26 ÷ 36 kcal/m² h °C).

Nel seguito viene riportato un esempio di calcolo.

Impianti di propulsione navale

L'impianto produzione vapore nelle motonavi



Esempio di calcolo di una caldaia a gas di scarico

GAS DI SCARICO				
Portata	G_g	kg/h	80640	80640
Calore specifico	c_{spg}	kcal/kg °C	0.261	0.261
Temperatura entrata	t_{ge}	°C	375	375
Temperatura uscita	t_{gu}	°C	223	223
Perdite	ρ_c		0	0
Calore ceduto dai gas	Q_g	kcal/h	3199150	3199150
VAPORE				
Pressione	p	bar ass.	10.0	10.0
Entalpia vapore saturo	h_s	kcal/kg	663.0	663.0
Temperatura saturazione	t_s	°C	179.04	179.04
Entalpia liquido saturo	h_{ls}	kcal/kg	181.2	181.2
Temperatura alimento	t_a	°C	95.00	95.00
Entalpia alimento	h_a	kcal/kg	95.2	95.2
Portata vapore	G_v	kg/h	5634	5634
Rapporto portate acqua / vapore	n		4.000	1.000
Temperatura acqua entrata caldaia	t_c	°C	158.03	95.00
Entalpia acqua entrata caldaia	h_c	kcal/kg	159.7	95.2
Temperatura gas "pinch point"	t'_g	°C	246.02	246.02
SEZIONE EVAPORANTE				
Calore evaporazione	Q_{ev}	kcal/h	2714601	2714601
Temperatura media logaritmica	Δt_{ln}	°C	120.15	120.15
Coefficiente trasmissione calore	k	kcal/h m ² °C	28.0	28.0
Fattore correttivo per flussi trasversali	F		1.00	1.00
Superficie di scambio	S	m ²	807	807
SEZIONE RISCALDANTE				
Calore riscaldamento	Q_r	kcal/h	484549	484549
Temperatura media logaritmica	Δt_{ln}	°C	63.45	86.75
Coefficiente trasmissione calore	k	kcal/h m ² °C	28.0	28.0
	Z		1.19	0.27
	P		0.22	0.56
Fattore correttivo per flussi trasversali	F		0.97	0.97
Superficie di scambio	S	m ²	281	206
Superficie di scambio totale	St	m ²	1088.1	1012.6

Data: 15/01/2009