



UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI DI TRIESTE

*Vittorio BUCCI*

**Progetto di impianti di propulsione navale**

## **7.1 RICHIAMI E TERMINOLOGIA**

---

Anno Accademico 2017/2018

# Impianti di propulsione navale

## **SISTEMI TERMODINAMICI APERTI – Riepilogo**

**Consideriamo un sistema termodinamico aperto, quale può essere un tronco di tubazione percorso da un fluido, fra le cui sezioni di ingresso ed uscita sia interposto un qualsiasi apparecchio in grado di scambiare lavoro e / o calore con l'ambiente esterno al sistema.**

**Tra tutti i sistemi aperti, fisseremo la nostra attenzione sui sistemi in regime permanente, tali cioè che in ciascun loro punto le caratteristiche del moto siano costanti nel tempo.**

**Per quel che riguarda l'apparecchio interposto lungo il tronco di tubazione, in particolare può trattarsi di :**

- apparecchio in grado di ricevere calore dall'esterno e trasmetterlo al fluido senza scambio di lavoro. E' il caso della caldaia.**
- apparecchio in grado di incrementare l'energia cinetica del fluido senza scambio di lavoro e calore con l'esterno. E' il caso dell'ugello della turbina e dell'eiettore.**
- apparecchio in grado di cedere lavoro all'esterno senza scambio di calore. E' il caso di un generico tipo di espansore (per esempio una turbina).**
- apparecchio in grado di prelevare calore dal fluido e cederlo all'esterno senza scambio di lavoro. E' il caso del refrigerante e del condensatore.**

# Impianti di propulsione navale

**Il primo principio della termodinamica applicato al sistema porta alla seguente equazione di bilancio energetico, riferita all'unità di massa del fluido transitante nel sistema :**

$$u_1 + p_1 v_1 + \frac{c_1^2}{2} + g z_1 + q - l = u_2 + p_2 v_2 + \frac{c_2^2}{2} + g z_2$$

**ove :**

**$u_i$  : energia interna (J/kg)**

**$p_i$  : pressione (N/m<sup>2</sup>)**

**$v_i$  : volume specifico (m<sup>3</sup>/kg)**

**$c_i$  : velocità (m/s)**

**$z_i$  : quota della sezione (m)**

**$g$  : accelerazione di gravità (m/s<sup>2</sup>)**

**$q$  : calore entrante nel sistema**

**$l$  : lavoro uscente dal sistema**

# Impianti di propulsione navale

Gli indici “1” e “2” si riferiscono rispettivamente alle sezioni di ingresso ed uscita del sistema.

Il calore  $q$  si considera positivo se entrante nel sistema.

Il lavoro  $l$  si considera positivo se uscente dal sistema.

$p_1 V_1$  : lavoro di pressione compiuto dal fluido entrante sul fluido presente nel sistema.

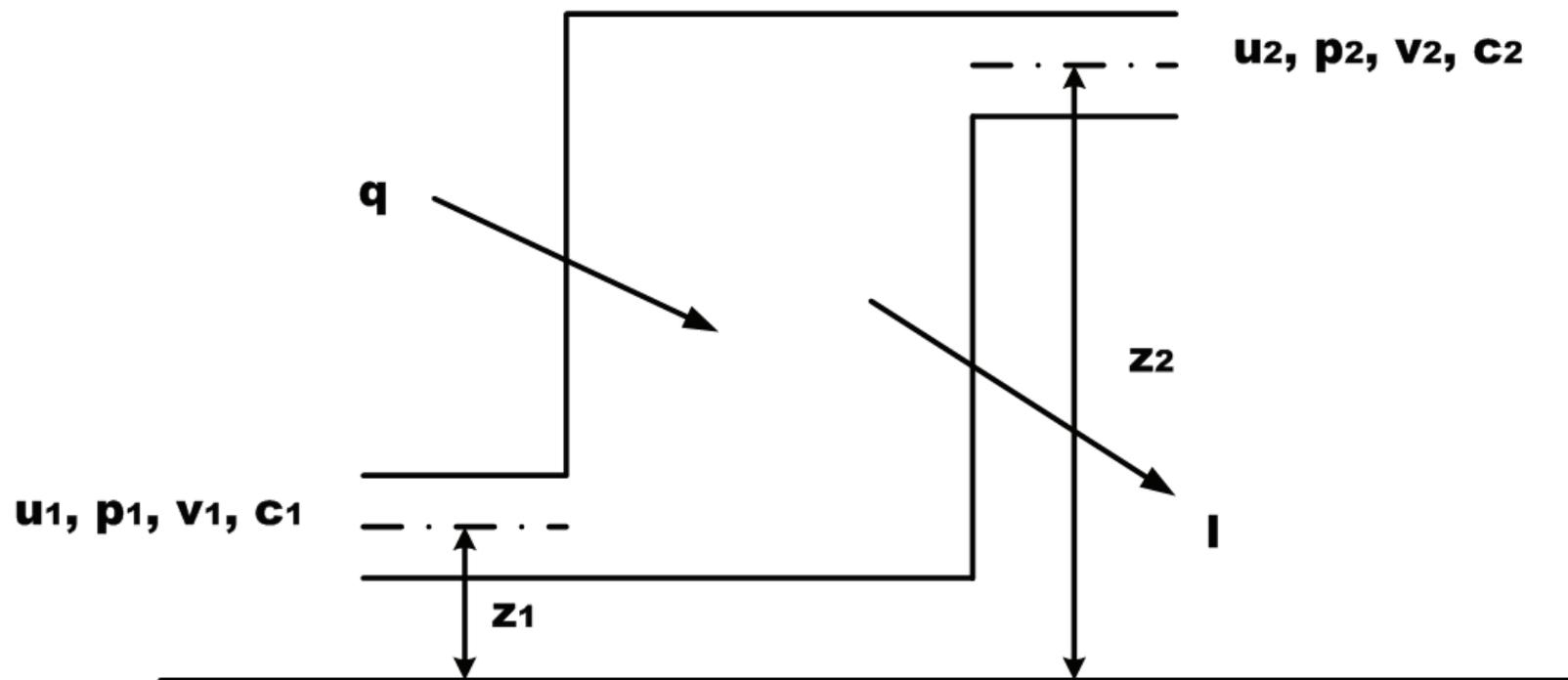
$p_2 V_2$  : lavoro di pressione compiuto dal fluido presente nel sistema sul fluido uscente.

$\frac{c_i^2}{2}$  : energia cinetica del fluido entrante nel sistema (“1”) e uscente dal sistema (“2”)

$gZ_i$  : energia potenziale del fluido nelle sezioni di ingresso (“1”) ed uscita (“2”) del sistema

# Impianti di propulsione navale

## Sistema termodinamico aperto



# Impianti di propulsione navale

**Controllo dimensionale :**

$$[p_i v_i] = \text{Nm}^{-2} \text{m}^3 \text{kg}^{-1} = \text{Nmkg}^{-1} = \text{Jkg}^{-1}$$

$$[c_i^2] = \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \text{m}^2 \text{s}^{-2} = \frac{\text{kgms}^{-2} \text{m}}{\text{kg}} = \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} = \text{Jkg}^{-1}$$

$$[gz_i] = \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \text{ms}^{-2} \text{m} = \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} = \text{Jkg}^{-1}$$

**Introducendo la funzione entalpia  $h = u + pv$ , l'equazione diviene :**

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} + gz_1 + q - l = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + gz_2$$

**A noi interessa mettere in evidenza il calore / lavoro scambiati dall'apparecchio intermedio, quindi :**

$$q - l = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1)$$

# Impianti di propulsione navale

**Il termine energia potenziale è trascurabile nei sistemi termodinamici di cui ci occuperemo (non lo sarebbe se volessimo studiare, per esempio, il funzionamento di una turbina idraulica), quindi :**

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

**Torniamo ora agli apparecchi intermedi che abbiamo citato all'inizio :**

➤ **Caldaia che riceve calore dall'esterno e lo trasmette al fluido senza scambio di lavoro. In essa per definizione  $l = 0$  . Si suppone inoltre che  $c_1 \sim c_2$  . Quindi il calore ricevuto è pari all'aumento di entalpia del fluido :**

$$q = h_2 - h_1$$

➤ **Ugello fisso che incrementa l'energia cinetica del fluido senza scambio di lavoro e calore con l'esterno. In esso per definizione  $q = 0$ ,  $l = 0$ . L'incremento di energia cinetica del fluido è pari alla diminuzione di entalpia avvenuta nell'ugello :**

$$(h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) = 0 \longrightarrow c_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + c_1^2}$$

# Impianti di propulsione navale

➤ **Turbina (espansore) che cede lavoro all'esterno. Si suppone che l'espansione sia adiabatica (  $q = 0$  ) e che inoltre  $c_1 \sim c_2$  . Quindi il lavoro ceduto è pari alla diminuzione di entalpia del fluido :**

$$l = h_1 - h_2$$

**Per turbina si intende l'insieme di uno o più ugelli distributori e di una o più ruote palettate atte a cedere lavoro all'ambiente esterno. Se si considerano le singole ruote palettate della turbina, l'ipotesi  $c_1 \sim c_2$  non è più valida.**

**Si hanno i seguenti casi particolari :**

✓ **Ruota palettata di turbina in cui il fluido non subisce alcuna espansione (turbina ad azione). Si suppone che l'espansione sia adiabatica (  $q = 0$  ) e  $h_1 = h_2$  . Il lavoro ceduto all'esterno è pari alla diminuzione di energia cinetica del fluido :**

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

**La velocità  $c_1$  è data dalla caduta entalpica entro l'ugello distributore della turbina mentre la velocità  $c_2$  viene recuperata nello stadio successivo della turbina**

# Impianti di propulsione navale

✓ Ruota palettata di turbina in cui il fluido subisce un'espansione (turbina a reazione). Si suppone che l'espansione sia adiabatica ( $q = 0$ ). Il lavoro ceduto all'esterno 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 del condotto interpalare 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

✓ **Apparecchio in grado di prelevare calore dal fluido e cederlo all'esterno senza scambio di lavoro. Supponiamo si tratti di un condensatore, ossia di un particolare scambiatore di calore in cui il fluido da raffreddare subisce il passaggio dallo stato di vapore allo stato di liquido. In esso per definizione  $l = 0$ .**

**Si suppone inoltre che  $c_1 \sim c_2$ . Quindi il calore ceduto è pari alla diminuzione di entalpia del fluido :**

$$q = h_2 - h_1$$

**(  $q$  uscente quindi  $< 0$  ;  $h_2 < h_1$  )**

# Impianti di propulsione navale

## CICLO DI RANKINE

E' il ciclo caratteristico delle macchine termiche a vapore, sia delle turbine che delle motrici alternative.

**Calore assunto dal fluido nella caldaia :**

$$Q_1 = m_v (h_1 - h_4)$$

**Lavoro ceduto all'esterno dalla turbina :**

$$L = m_v (h_1 - h_2)$$

**Calore ceduto dal fluido nel condensatore :**

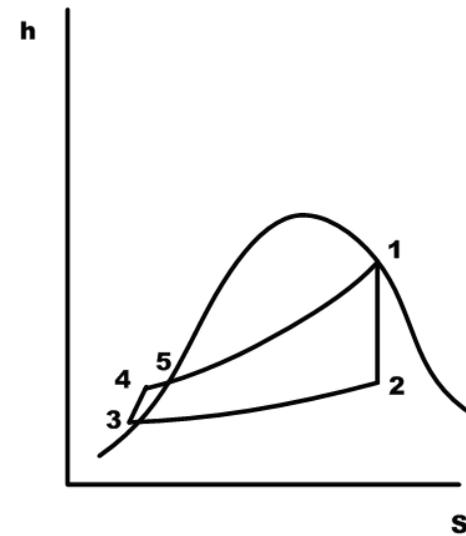
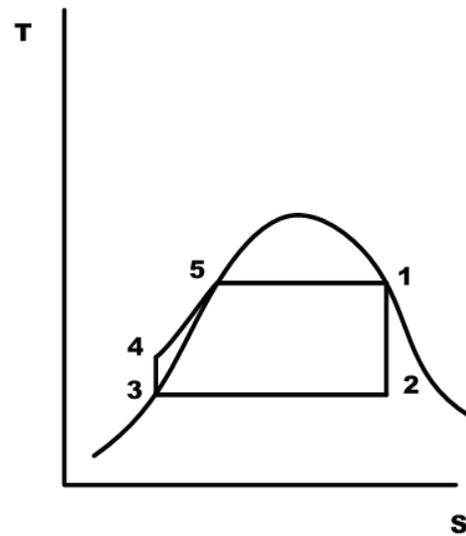
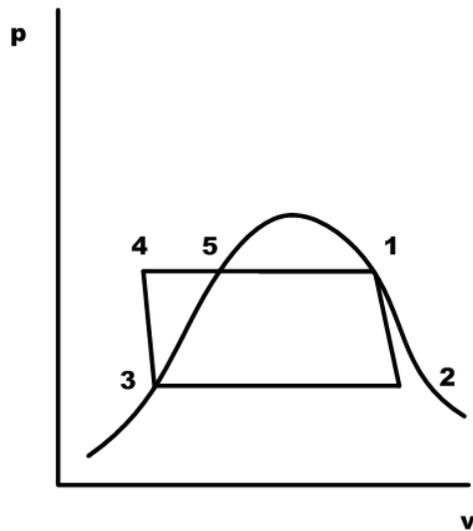
$$Q_2 = m_v (h_2 - h_3)$$

**Rendimento teorico del ciclo :**

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{(h_1 - h_4)} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

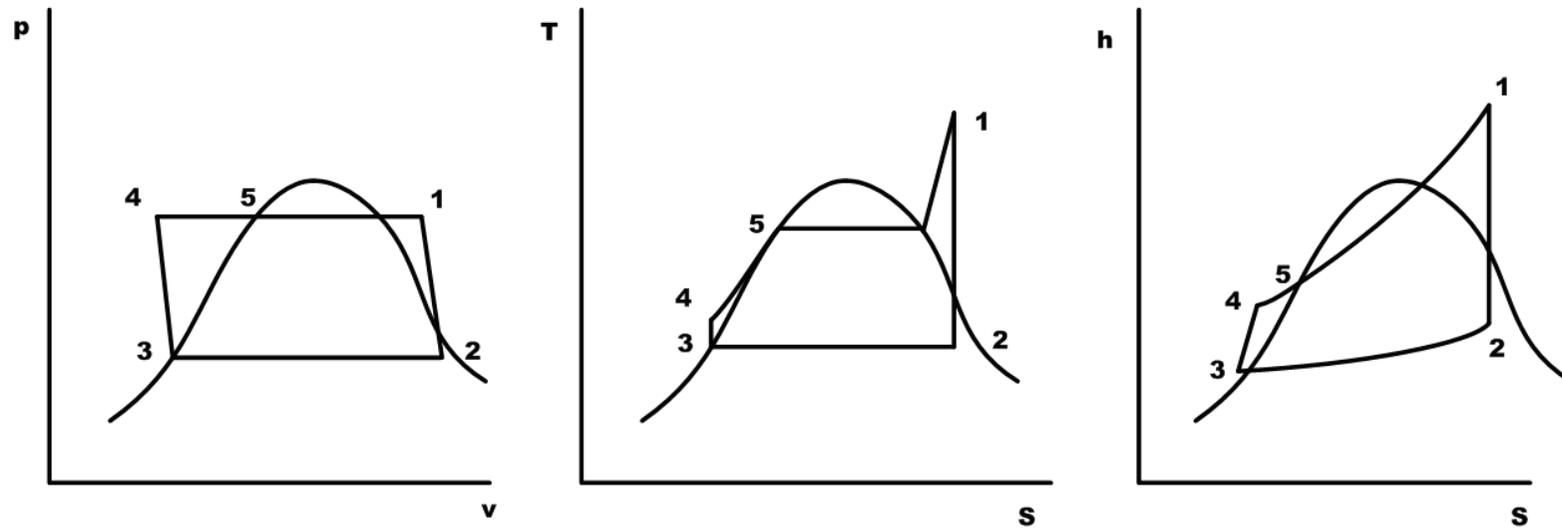
# Impianti di propulsione navale

Ciclo di Rankine semplice



# Impianti di propulsione navale

Ciclo di Rankine con surriscaldamento



# Impianti di propulsione navale

Essendo trascurabile il termine  $h_4 - h_3$ , che rappresenta il lavoro unitario richiesto dalla pompa di alimento, il rendimento del ciclo può essere così espresso :

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_4} = \frac{L}{Q_1}$$

Il ciclo di Rankine semplice ha un rendimento piuttosto basso, quindi sono stati studiati vari metodi per incrementarne il valore :

➤ **Aumento della pressione massima del ciclo.** L'area del ciclo aumenta, quindi aumenta il lavoro compiuto dall'unità di massa del fluido operante. Vi sono alcune conseguenze, non tutte positive :

- al crescere della pressione, aumenta la temperatura di evaporazione, anche se in misura non rilevante. All'aumentare della temperatura, aumenta il rendimento del ciclo;
- al crescere della pressione, diminuisce il volume specifico del vapore. Da un lato ciò è vantaggioso in quanto le sezioni di passaggio entro la macchina diminuiscono e con esse l'ingombro e i pesi della macchina stessa. Dall'altro lato le sezioni ridotte determinano un aumento percentuale delle perdite per fughe di vapore (vapore che sfugge nei canali interpallari senza lavorare);

# Impianti di propulsione navale

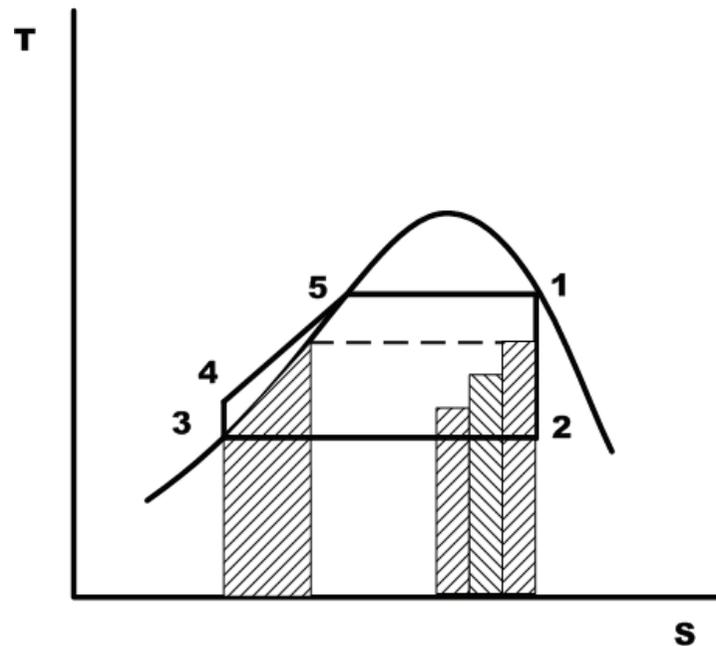
- l'aumento di pressione comporta una diminuzione del titolo del vapore allo scarico (vapore più umido). Ciò comporta una diminuzione del rendimento della turbina e pericoli di erosione delle pale negli ultimi stadi.
- **Abbassamento della pressione allo scarico.** Il lavoro compiuto dal fluido aumenta in misura più sensibile rispetto al caso precedente. D'altra parte si avrà :
  - un aumento del volume specifico del vapore allo scarico con conseguente aumento delle dimensioni della macchina;
  - in ogni caso la pressione allo scarico (ossia il vuoto al condensatore) non potrà scendere al di sotto di un certo valore condizionato dalla temperatura dell'acqua impiegata come refrigerante. Infatti, poiché ci si trova nella zona del vapore saturo, la pressione del vapore è legata alla temperatura di saturazione e quindi alla temperatura del refrigerante. La temperatura di saturazione dovrà essere infatti superiore di qualche grado alla temperatura del refrigerante per consentire lo scambio termico.

# Impianti di propulsione navale

- **Aumento della temperatura massima del ciclo.** Si ha un aumento sensibile del rendimento ricorrendo al surriscaldamento del vapore. L'aumento della temperatura si accompagna ad un aumento della pressione tale da non determinare un titolo troppo basso del vapore allo scarico. L'aumento della temperatura trova un limite nei fenomeni di scorrimento viscoso del materiale ferroso
- **Adozione di un ciclo termico cosiddetto "rigenerativo".** Si prelevano quantità prefissate di vapore ("spillamenti") in alcuni punti della curva di espansione in turbina allo scopo di utilizzarne il calore latente di evaporazione per preriscaldare l'acqua di alimento prima di immetterla nella caldaia. Senza tale accorgimento tutto il calore latente verrebbe dissipato nel condensatore con diminuzione del rendimento. A parità di potenza con un ciclo semplice, un ciclo rigenerativo presenta un maggior rendimento e una diminuzione di lavoro per unità di massa del fluido. Rispetto al ciclo semplice, all'ingresso della turbina sarà necessaria una maggior portata di vapore, mentre all'uscita la portata sarà minore. Dal punto di vista della turbina, ciò rappresenta un vantaggio :
  - per smaltire la maggior portata all'ingresso, i primi stadi della turbina dovranno avere sezioni di passaggio più ampie. Le luci di fuga attraverso cui il vapore sfugge senza lavorare saranno quindi percentualmente minori,
  - gli ultimi stadi della turbina dovranno smaltire una portata inferiore e quindi le altezze delle palette saranno anch'esse inferiori

# Impianti di propulsione navale

**Ciclo di Rankine rigenerativo**



# Impianti di propulsione navale

**Ricordiamo che, nel corso dell'espansione nella turbina, il vapore subisce un incremento di volume specifico di circa 350 - 600 volte (per esempio, espandendosi da 62 bar / 515 °C ad un vuoto di 711 mmHg, il volume specifico passa da 0.055 m<sup>3</sup>/kg a 37.5 m<sup>3</sup>/kg). Ciò fa sì che le dimensioni delle sezioni di passaggio, e quindi le altezze delle palette, passino da valori molto piccoli nei primi stadi a valori molto grandi negli ultimi. Aumentare l'altezza delle palette nei primi stadi e diminuirla negli ultimi comporta un incremento del rendimento interno della macchina.**

**In un ciclo rigenerativo il condensatore sarà più piccolo, dovendo condensare una minore quantità di vapore.**

**Per contro, la caldaia dovrà essere più grande, dovendo fornire una maggior portata di vapore.**

**Negli impianti propulsivi di bordo si effettuano da 2 a 5 spillamenti. La portata di vapore spillata in totale va da 1/5 a 1/3 della portata di vapore all'ammissione in turbina.**

**L'incremento di rendimento del ciclo di Rankine va dal 5 – 6% con 2 spillamenti (dal 40 al 42%) al 10 – 11% con 5 spillamenti (dal 40 al 45%).**

# Impianti di propulsione navale

Conviene porre gli spillamenti verso la fine dell'espansione, poichè il vapore ha già lavorato.

Posizione degli spillamenti :

<b>1 spillamento</b>	<b>BP</b>
<b>2 spillamenti</b>	<b>BP</b>
	<b>Intermedio AP - BP</b>
<b>3 spillamenti</b>	<b>BP</b>
	<b>Intermedio AP - BP</b>
	<b>AP</b>
<b>4 spillamenti</b>	<b>2 BP</b>
	<b>Intermedio AP - BP</b>
	<b>AP</b>
<b>5 spillamenti</b>	<b>2 BP</b>
	<b>Intermedio AP - BP</b>
	<b>2 AP</b>

# Impianti di propulsione navale

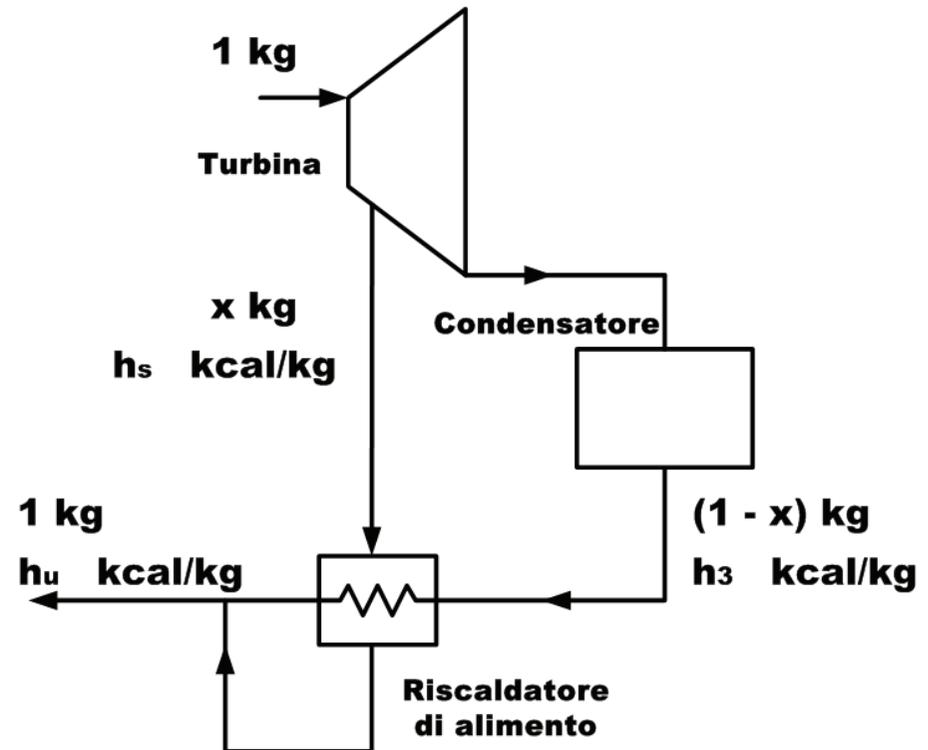
**Bilancio termico dello spillamento :**

$$1h_u = (1 - x)h_3 + xh_s$$

**x**            massa di vapore spillato  
 **$h_s$**         entalpia allo spillamento  
 **$h_3$**         entalpia uscita condensatore  
 **$h_u$**         entalpia uscita riscaldatore

La caldaia dovrà fornire, per ogni kg di vapore, la quantità di calore :

$$\begin{aligned}
 1(h_1 - h_u) &= h_1 - (1 - x)h_3 - xh_s = \\
 &= (h_1 - h_3) - x(h_s - h_3) \cong \\
 &\cong (h_1 - h_4) - x(h_s - h_4)
 \end{aligned}$$



# Impianti di propulsione navale

## Ciclo di Rankine con uno spillamento

Rendimento :

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - x(h_s - h_2)}{(h_1 - h_4) - x(h_s - h_4)}$$

**Maggior portata di vapore richiesta, a parità di potenza, rispetto al ciclo semplice :**

$$q = x \frac{(h_s - h_2)}{(h_1 - h_2)}$$

## Ciclo di Rankine con n spillamenti

Rendimento :

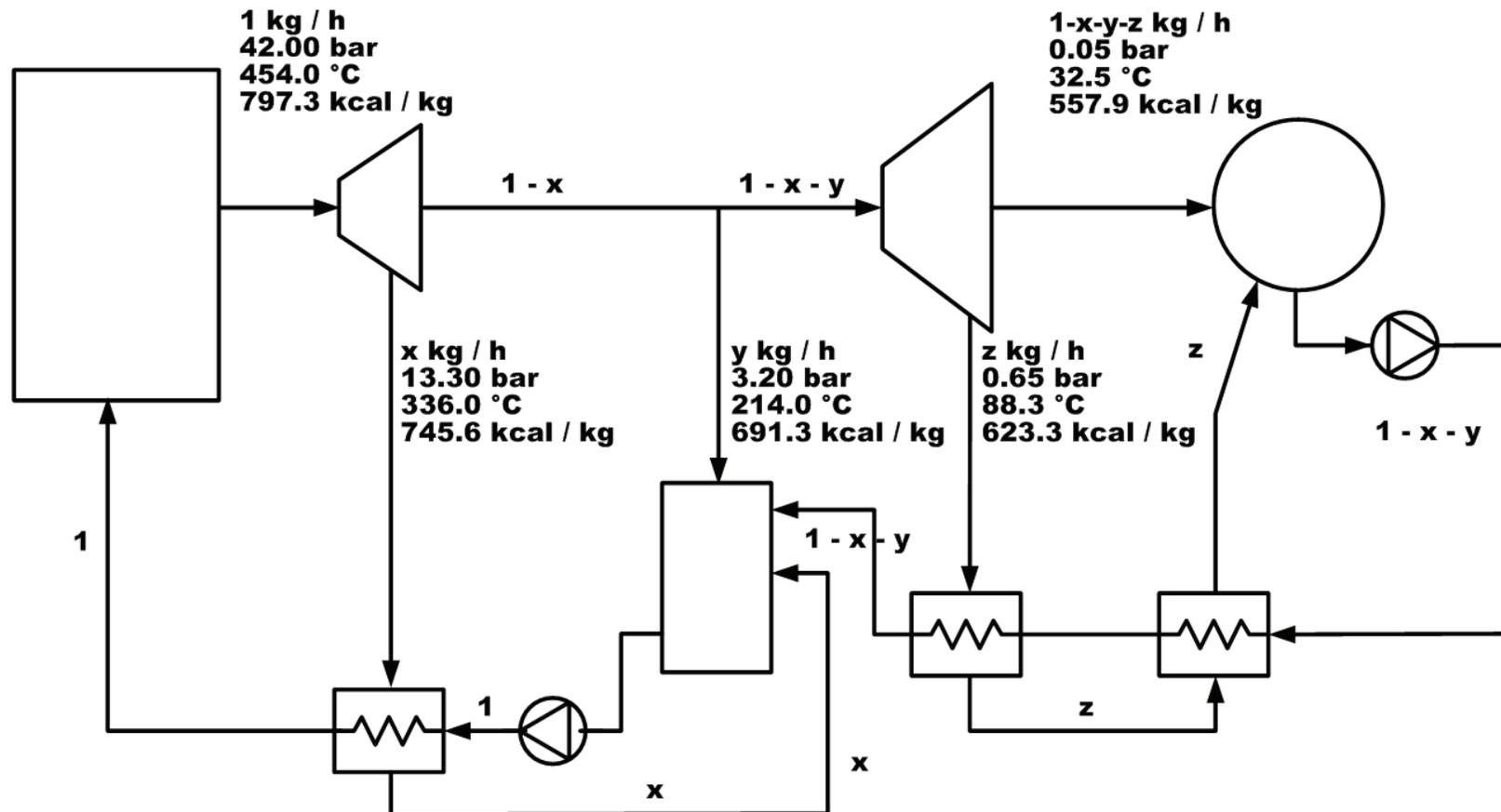
$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_2) - \sum_i x_i (h_{s_i} - h_2)}{(h_1 - h_4) - \sum_i x_i (h_{s_i} - h_4)}$$

**Maggior portata di vapore richiesta, a parità di potenza, rispetto al ciclo semplice :**

$$q = \sum_i x_i \frac{(h_{s_i} - h_2)}{(h_1 - h_2)}$$

# Impianti di propulsione navale

## Bilancio di un ciclo di Rankine con tre spillamenti



# Impianti di propulsione navale

## Bilancio di un ciclo di Rankine con tre spillamenti

	Caratteristiche termodinamiche vapore - Portate spillamenti						
	p	t	h	r	t <sub>l</sub>	h <sub>l</sub>	P <sub>s</sub>
	bar	°C	kcal / kg		°C	kcal / kg	kg / h
Condensatore	0.05	32.5	557.9	0.907	32.5	32.5	
Refr. spurghi							
Risc. 1° st.	0.65	88.3	623.3	0.980	88.1	88.3	0.075
Disaeratore	3.20	214.0	691.3		135.7	136.4	0.090
Risc. 3° st.	13.30	336.0	745.6		192.7	195.7	0.045
Uscita surrisc.	42.00	454.0	797.3		253.3	263.2	1.000

# Impianti di propulsione navale

## Bilancio di un ciclo di Rankine con tre spillamenti

	Acqua alimento				Fluidi riscaldanti				
	P	$h_i$	$t_i$	$t_u$	P	$h_i$	$h_u$	$t_i$	$t_u$
	kg / h	kcal / kg	°C	°C	kg / h	kcal / kg	kcal / kg	°C	°C
Condensatore	0.790	557.9	32.50						
	0.865			33.02	0.075		38.50		
Refr. spurghi	0.865		33.02	37.32	0.075			88.10	38.50
Risc. 1° st.	0.865		37.32	83.71	0.075	623.3	88.3	88.30	88.10
Disaeratore					0.865			83.71	
	1.000			143.43	0.090	691.3		214.00	
					0.045	195.7		192.70	
Risc. 3° st.	1.000		143.43	168.18	0.045	745.6	195.7	336.00	192.70
Uscita surrisc.									

# Impianti di propulsione navale

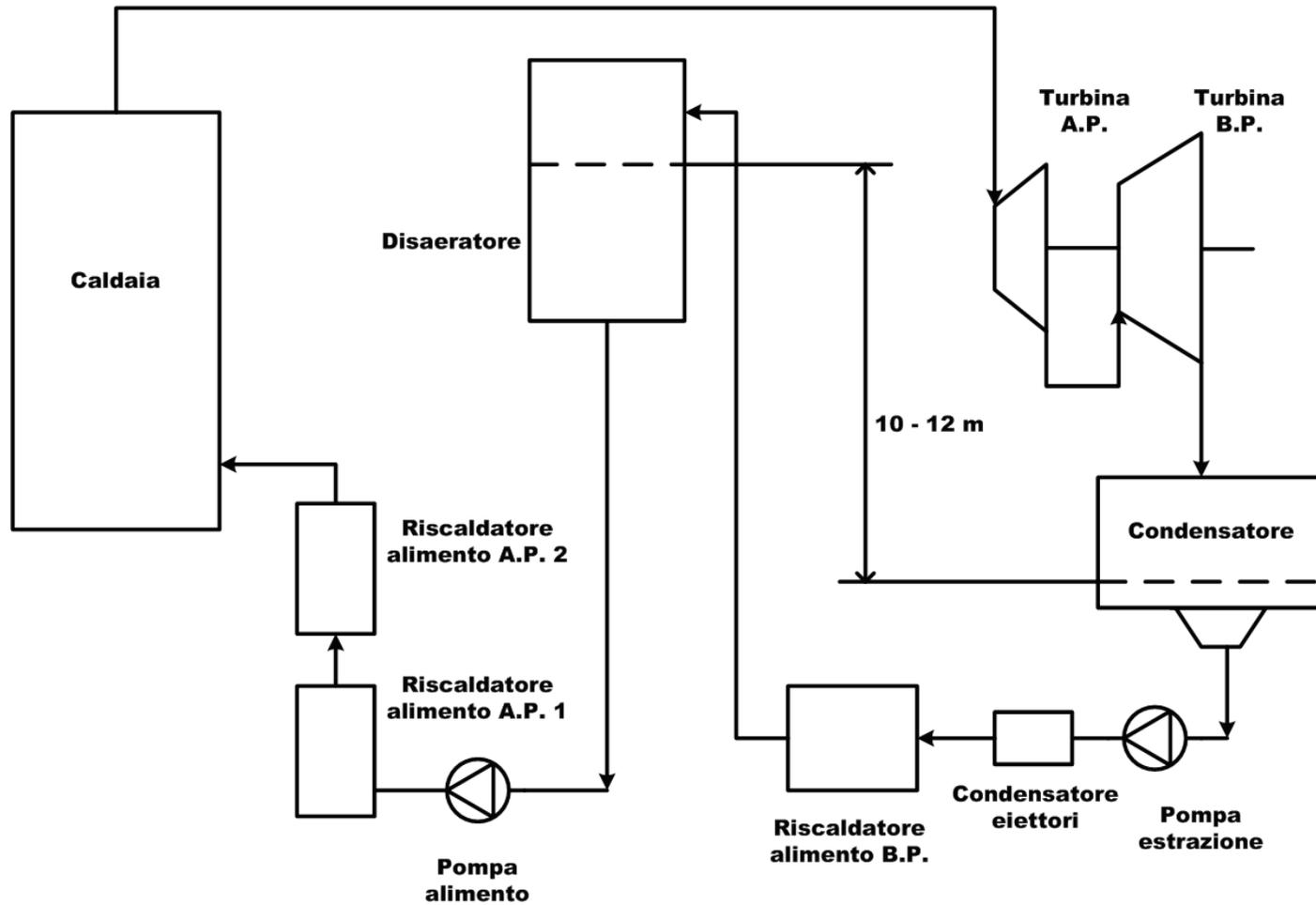
## Bilancio di un ciclo di Rankine con tre spillamenti

Rendimenti e potenze					
	$P_v$	$\Delta h P_v$	$Q_1$	$\eta$	$W$
	kg / h	kcal / h	kcal / h		kW
T BP	0.790	51.7			
	0.865	58.8			
T AP	0.955	51.9			
	1.000	51.7			
Ciclo 3 spillamenti		214.0	629.1	0.340	9313
Ciclo semplice		239.4	764.8	0.313	10417
			$P_v =$	37420	kg / h

Data: 15/01/2007

# Impianti di propulsione navale

Schema di impianto turbina a vapore





# Impianti di propulsione navale

## POTENZE, RENDIMENTI E CONSUMI DELLA TURBINA A VAPORE

Fissate le condizioni di ammissione e scarico del vapore, utilizzando il diagramma di Mollier è possibile calcolare il consumo teorico di vapore :

$$h_1 - h_2 = \Delta h_a \quad \text{salto entalpico adiabatico (kcal/kg)}$$

$$q_v \quad \text{portata di vapore (kg/h)}$$

$$P_t = \frac{q_v \Delta h_a}{860} \quad \text{potenza teorica (kW) : 1 kW = 860 kcal/h}$$

$$C_t = \frac{q_v}{P_t} = \frac{860}{\Delta h_a} \quad \text{consumo teorico di vapore (kg/kW h)}$$

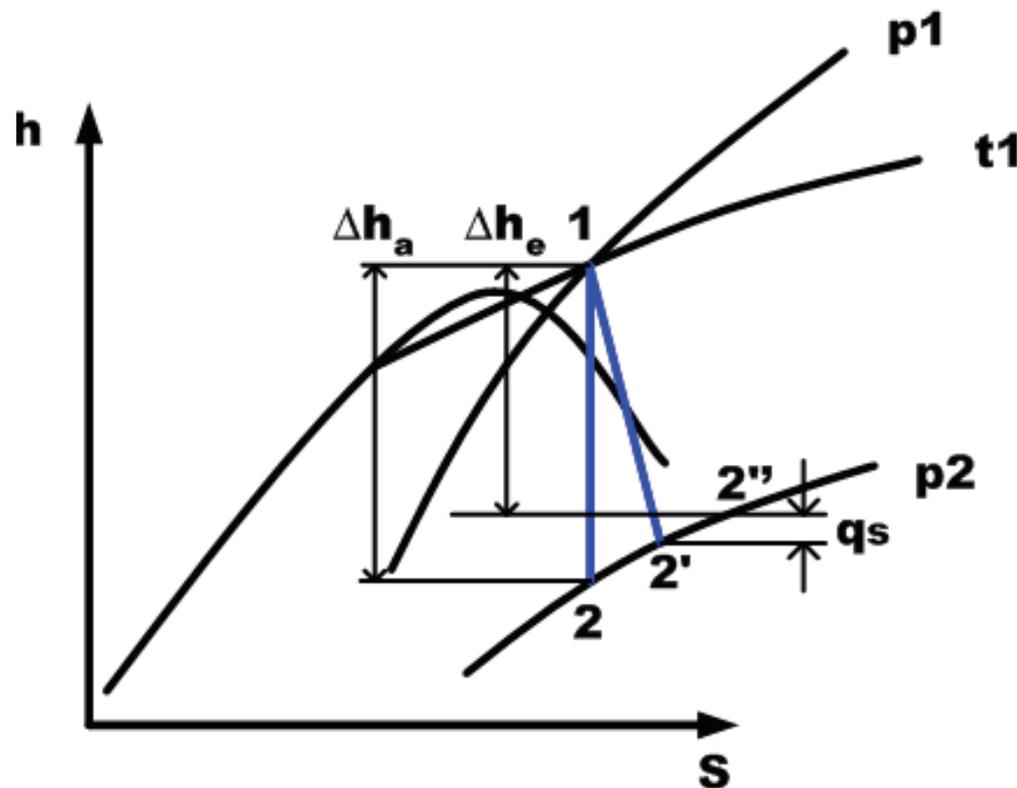
# Impianti di propulsione navale

**Per passare dalle condizioni teoriche a quelle effettive bisogna introdurre i seguenti rendimenti :**

- $\eta_i$             **rendimento interno della turbina, definito come rapporto fra la potenza alla palettatura e la potenza teorica, che tiene conto delle perdite nella palettatura per deviazione del flusso, urti, ecc.**
- $\eta_m$             **rendimento meccanico della turbina, definito come rapporto fra la potenza al giunto della turbina e la potenza alla palettatura, che tiene conto degli attriti nei cuscinetti e ingloba le perdite per fughe di vapore attraverso i manicotti.**
- $\eta_r$             **rendimento del riduttore, definito come rapporto fra la potenza al giunto del riduttore e la potenza al giunto della turbina, che tiene conto delle perdite meccaniche nel riduttore di giri.**

# Impianti di propulsione navale

Le perdite interne della turbina fanno sì che il punto finale della curva di espansione del vapore non sia 2 bensì 2'. Tenendo conto inoltre della perdita di energia del vapore allo scarico il punto si sposta ulteriormente in 2''. Infatti in 2' il vapore possiede una certa energia cinetica residua che si converte in calore da smaltire nel condensatore.



# Impianti di propulsione navale

In definitiva il salto adiabatico teorico  $\Delta h_a$  non viene sfruttato interamente; il salto effettivo utilizzato è:

$$\Delta h_e = h_1 - h_{2''} = \eta_i \Delta h_a$$

Potenza interna :

$$P_i = \eta_i P_t = \eta_i \frac{q_v \Delta h_a}{860} = \frac{q_v \Delta h_e}{860}$$

A valle della potenza interna si avranno la potenza albero-giunto e la potenza asse :

$$P_{AG} = \eta_m P_i \quad P_A = \eta_r P_{AG} = \eta_r \eta_m P_i = \eta_r \eta_m \eta_i P_t$$

Il consumo effettivo sarà :

$$C_e = \frac{q_v}{P_A} = \frac{860}{\eta_r \eta_m \eta_i \Delta h_a} = \frac{860}{\eta_r \eta_m \Delta h_e}$$

# Impianti di propulsione navale

**Procedimento di calcolo.**

$\Delta h_a$  è nota una volta fissate le condizioni teoriche del vapore all'ingresso e all'uscita della turbina.

$\eta_i$  si può calcolare tramite grafici statistici che tengono conto della potenza della turbina e dei valori di temperatura e pressione all'ammissione : ciò deriva dal fatto che le turbine moderne di accurata costruzione hanno tutte lo stesso rendimento, funzione della loro taglia e delle condizioni del vapore.

$\eta_m$  ha valori varianti da 0.90 e 0.92.

$\eta_r$  ha valori di circa 0.98 (riduttore a semplice riduzione) e 0.975 (riduttore a doppia riduzione).

# Impianti di propulsione navale

**Esempio :**

$$p_1 = 62 \text{ bar}$$

$$t_1 = 510 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 825 \text{ kcal/kg}$$

$$p_2 = 0.05 \text{ bar}$$

$$h_2 = 510 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_a = h_1 - h_2 = 315 \text{ kcal/kg}$$

$$C_t = \frac{860}{\Delta h_a} = \frac{860}{315} = 2.73 \quad \text{kg/kW h}$$

$$\eta_i = 0.90$$

$$\eta_m = 0.92$$

$$\eta_r = 0.975$$

$$\Delta h_e = \eta_i \Delta h_a = 0.90 \cdot 315 = 283 \quad \text{kcal/kg}$$

# Impianti di propulsione navale

$$C_e = \frac{860}{\eta_r \eta_m \Delta h_e} = \frac{860}{0.975 \cdot 0.92 \cdot 283} = 3.4 \quad \text{kg/kW h}$$

Se  $G_v = 50000$  kg/h si avranno le seguenti potenze :

$$P_i = \eta_i P_t = 0.90 \cdot 18314 = 16483 \quad \text{kW}$$

$$P_{AG} = \eta_m P_i = 0.92 \cdot 16483 = 15614 \quad \text{kW}$$

$$P_A = \eta_r P_{AG} = 0.975 \cdot 15614 = 14785 \quad \text{kW}$$