



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BRESCIA

ESAME DI STATO DI ABILITAZIONE ALL'ESERCIZIO DELLA PROFESSIONE DI INGEGNERE
(Lauree di primo livello D.M. 509/99 e D.M. 270/04 e Diploma Universitario)

SEZIONE B - Seconda sessione 2016

PRIMA PROVA SCRITTA DEL 23 NOVEMBRE 2016

SETTORE INDUSTRIALE

Tema n. 1:

La cogenerazione di elettricità e calore è pratica diffusa nel settore industriale. Se ne discutano:

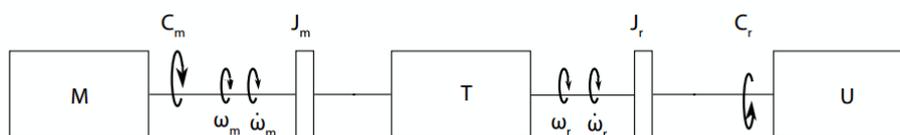
1. le basi termodinamiche con esempi di possibili configurazioni impiantistiche;
2. i principali indici di valutazione energetica.

La turbina a gas in ciclo semplice è un motore costituzionalmente adatto per la cogenerazione:

1. se ne discutano i potenziali vantaggi rispetto ad un impianto a vapore;
2. si tracci un possibile schema d'impianto cogenerativo con turbina a gas e caldaia a recupero per produzione di vapore;
3. nell'ipotesi sia disponibile una specifica turbina a gas (ovvero, fissate potenza, portata d'aria e rendimento), si discutano (nel caso si voglia generare vapore di processo) i criteri ed i parametri principali per il progetto della caldaia a recupero.

Tema n. 2:

Dinamica delle macchine: illustrare il metodo Newtoniano e il metodo energetico nella determinazione dell'accelerazione in una macchina costituita da un motore, una trasmissione, e un utilizzatore di cui siano note le proprietà: caratteristiche meccaniche di motore e utilizzatore [$C_{m(\omega)}$ e $C_{r(\omega)}$], masse (J_m e J_r), rapporto di riduzione i e rendimento η della trasmissione. Effettuare lo studio sia in regime assoluto sia in regime dinamico.





UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BRESCIA

ESAME DI STATO DI ABILITAZIONE ALL'ESERCIZIO DELLA PROFESSIONE DI INGEGNERE
(Lauree di primo livello D.M. 509/99 e D.M. 270/04 e Diploma Universitario)

SEZIONE B - Seconda sessione 2016

SECONDA PROVA SCRITTA DEL 23 NOVEMBRE 2016

SETTORE INDUSTRIALE
Classe di laurea 10 - Ingegneria Meccanica
Ambito: Energetica

Tema n. 1 (ambito energetico):

In un circuito idraulico una pompa centrifuga aspira acqua da un bacino a pressione atmosferica, con una temperatura di 15 °C e la invia a un bacino a pressione atmosferica posto a una quota di 25 metri superiore a quella del bacino.

Considerato che: (i) il condotto di aspirazione ha diametro interno 206 mm, rugosità relativa 0.001 e lunghezza 10 m; (ii) il condotto di mandata ha diametro interno 151 mm, rugosità relativa 0.002 e lunghezza 150 m e che (iii) alla portata volumetrica di 0.05 m³/s l'impianto richiede una prevalenza totale di 40 m, di cui una frazione pari a 3 altezze cinetiche è dovuta alle perdite concentrate in aspirazione, si richiede di

1. scrivere l'espressione della caratteristica dell'impianto;
2. determinare la somma delle perdite concentrate in mandata, in corrispondenza della portata volumetrica 0.05 m³/s;
3. data la curva caratteristica della pompa, al variare della velocità di rotazione, scegliere la velocità di rotazione (n_1, n_2, n_3) in modo da garantire una portata pari almeno a 0.075 m³/s;
4. determinare la portata effettivamente circolante nell'impianto e la potenza elettrica assorbita dalla pompa sapendo che il rendimento organico ed elettrico sono pari rispettivamente a 0.96 e 0.91 e ipotizzando il rendimento idraulico della macchina pari a 0.8;
5. ipotizzando la presenza di un filtro all'ingresso del condotto di aspirazione, con ξ (coeff perdita carico) = 0.2, calcolare inoltre la perdita di pressione dovuta al filtro in corrispondenza della portata effettivamente circolante nell'impianto.

Allegati: Figura 1 – Curve caratteristiche di una pompa centrifuga a giri variabili; Figura 2 – Diagramma per il calcolo dei coefficienti di attrito

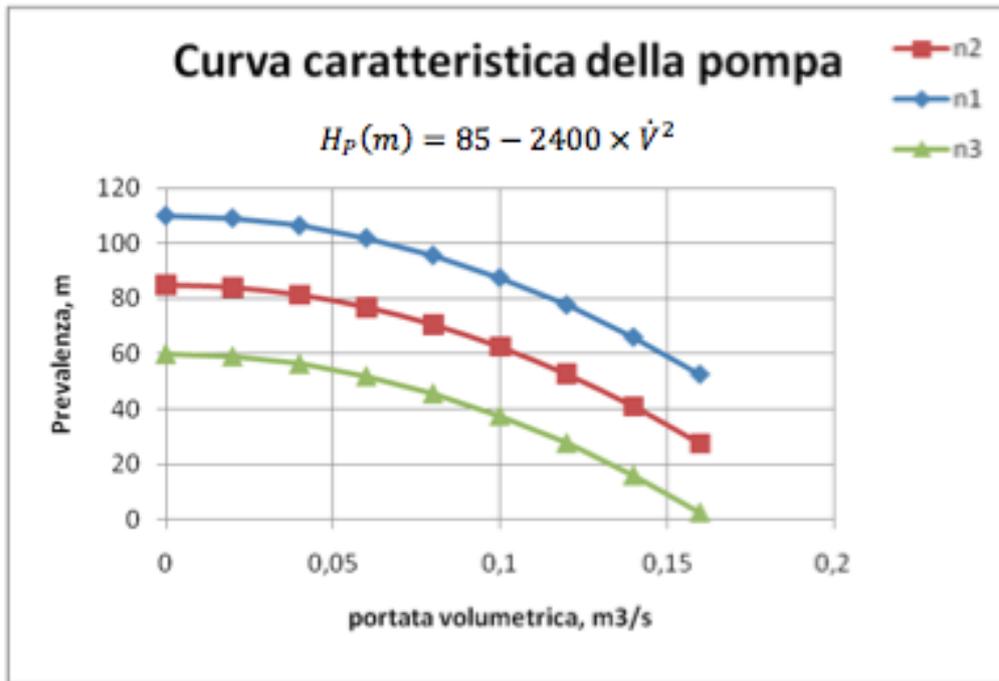


Figura 1

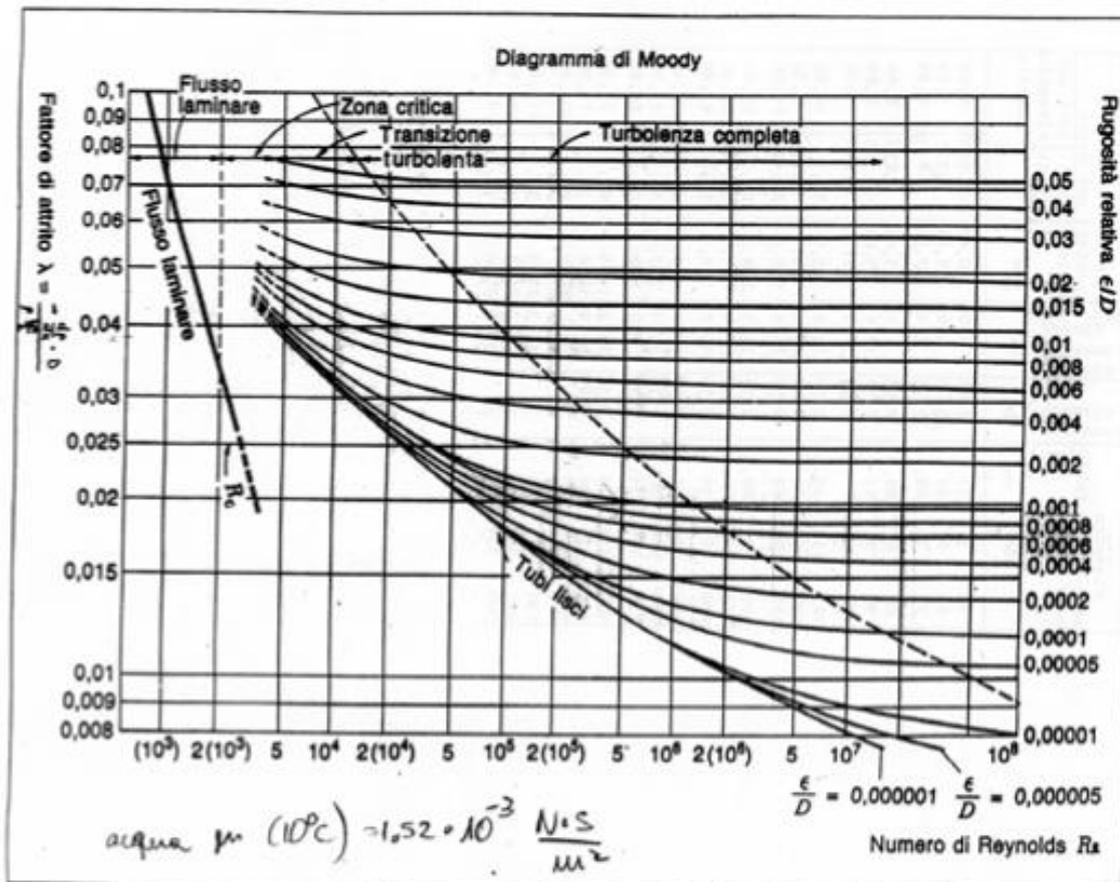


Figura 2

Tema n. 2 (ambito energetico):

Con riferimento a cicli a gas (Brayton) ideali chiusi si calcoli il rapporto di compressione necessario per ottenere un lavoro specifico di 500 kJ/kg.

Si assumano i seguenti dati:

Temperatura minima, °C	15
Pressione minima, bar	1
Temperatura massima, °C	1000

Si considerino due possibilità:

- (a) fluido di lavoro azoto (massa molare 29, calore specifico a pressione costante $C_p = 1.04$ kJ/kg K, rapporto dei calori specifici $= k = C_p/C_v = 1.4$)
- (b) fluido di lavoro elio (massa molare 4, calore specifico a pressione costante $C_p = 5.19$ kJ/kg K, rapporto dei calori specifici $= k = C_p/C_v = 1.667$)

(1) Se ne discutano, giustificandoli, i risultati.

Inoltre, in entrambe i casi:

- (2) Si calcoli la portata necessaria per ottenere una potenza utile di 5 MW.
- (3) Si stimi il numero di stadi di turbina assiale necessari per realizzare l'espansione.



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BRESCIA

ESAME DI STATO DI ABILITAZIONE ALL'ESERCIZIO DELLA PROFESSIONE DI INGEGNERE
(Lauree di primo livello D.M. 509/99 e D.M. 270/04 e Diploma Universitario)

SEZIONE B - Seconda sessione 2016

PROVA PRATICA DI PROGETTAZIONE DEL 2 DICEMBRE 2016

SETTORE INDUSTRIALE
Classe di laurea 10 - Ingegneria Meccanica
Ambito: Energetica

Tema n. 1 (ambito energetico)

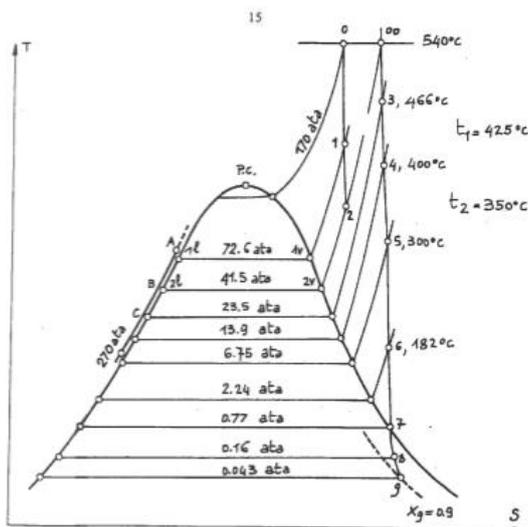


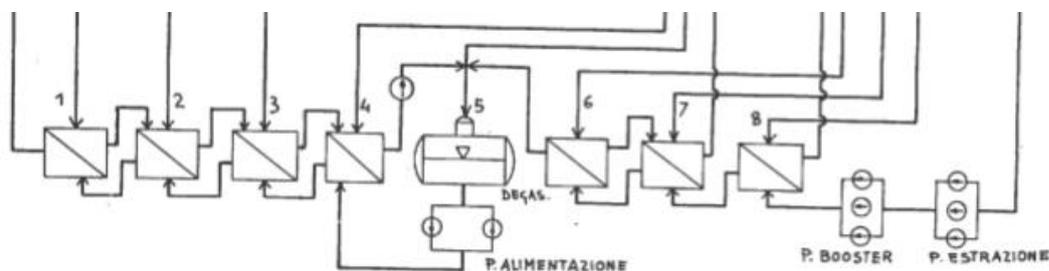
Figura 1

condizioni:

- 1° spillamento $p = 72,6 \text{ ata}$, $t = 425^\circ \text{ C}$,
- 2° spillamento $p = 41,5 \text{ ata}$, $t = 350^\circ \text{ C}$,
- 3° spillamento $p = 23,5 \text{ ata}$, $t = 466^\circ \text{ C}$,
- 4° spillamento $p = 13,9 \text{ ata}$, $t = 400^\circ \text{ C}$,
- 5° spillamento $p = 6,75 \text{ ata}$, $t = 300^\circ \text{ C}$,
- 6° spillamento $p = 2,24 \text{ ata}$, $t = 182^\circ \text{ C}$,
- 7° spillamento $p = 0,77 \text{ ata}$, $t = 92^\circ \text{ C}$,
- 8° spillamento $p = 0,16 \text{ ata}$,

La Figura 1 rappresenta, nel piano termodinamico Temperatura – Entropia un ciclo a vapore d’acqua con potenza utile netta da 320 MW. 1 atmosphere [technical] = 0.980 665 bar

Il quinto spillamento è quello del degasatore: si veda la Figura 2



[Figura 2]

La pompa di alimentazione (in Figura 2 una delle due pompe fa da riserva) provvede ad inviare la portata in caldaia.

Assumendo una portata di vapore di 980 t/h, (1) si scelga un adeguato numero di stadi e (2) si dimensiona (in linea di massima) la pompa d'alimento.

Si faccia riferimento alle Figure 3, 4, 5, 6 e alla Tabella 1.

Ricordiamo che

(i)

$$\omega_s = \frac{2\pi N}{60} \frac{\sqrt{\dot{V}}}{(gH)^{0.75}}$$

velocità specifica identifica la capacità della turbopompa ad elaborare portate volumetriche \dot{V} più o meno grandi in corrispondenza ad un determinato valore del lavoro massico (gH) in funzione del numero di giri N (giri al minuto), indipendentemente dal diametro D della girante.

(ii)

$$D_s = D \frac{(gH)^{0.25}}{\sqrt{\dot{V}}}$$

diametro specifico identifica la capacità di una turbopompa di scambiare più o meno lavoro (gH) in corrispondenza di una portata volumetrica \dot{V} in funzione del suo diametro D, indipendentemente dalla velocità angolare della pompa.

(3) Si discuta anche la scelta dell'altezza di aspirazione alla quale installare la pompa.

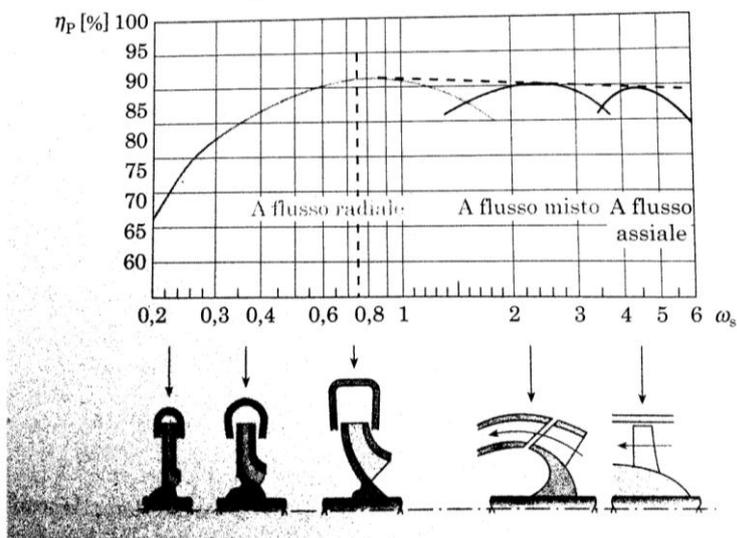


Figura 3 – Rendimento totale in funzione della velocità specifica per turbopompe. Figura tratta da: G. Cornetti, F. Millo, Macchine idrauliche, Edizioni il capitello, 2015, Torino.

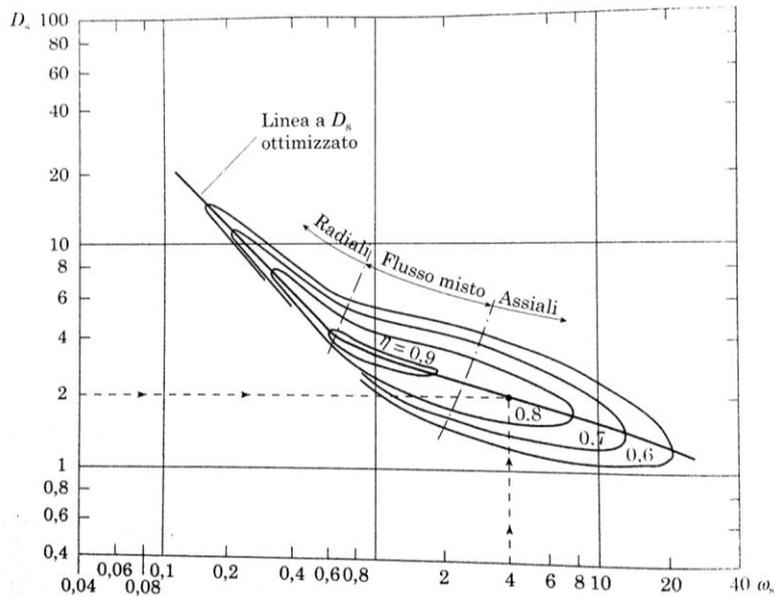


Figura 4 – Diagramma $D_s - \omega_s$ per pompe ad un solo stadio con curve di iso-rendimento idraulico. Figura tratta da: G. Cornetti, F. Millo, Macchine idrauliche, Edizioni il capitello, 2015, Torino.

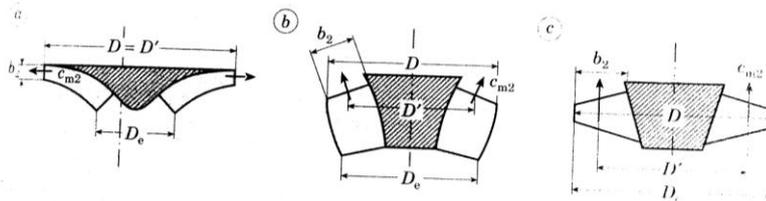


Fig. 9.64 - Parametri caratteristici di pale di turbopompe:
 a) pompa radiale (sempre centrifuga);
 b) pompa a flusso misto;
 c) pompa a flusso assiale.

Figura 5 – Parametri caratteristici di pale di turbopompe. Figura tratta da: G. Cornetti, F. Millo, Macchine idrauliche, Edizioni il capitello, 2015, Torino.

ato del problema;
 ulla base del diametro, si ricavano tutti i dati geometrici della pala leggendo i rapp
 resentati in Figura 9.68.

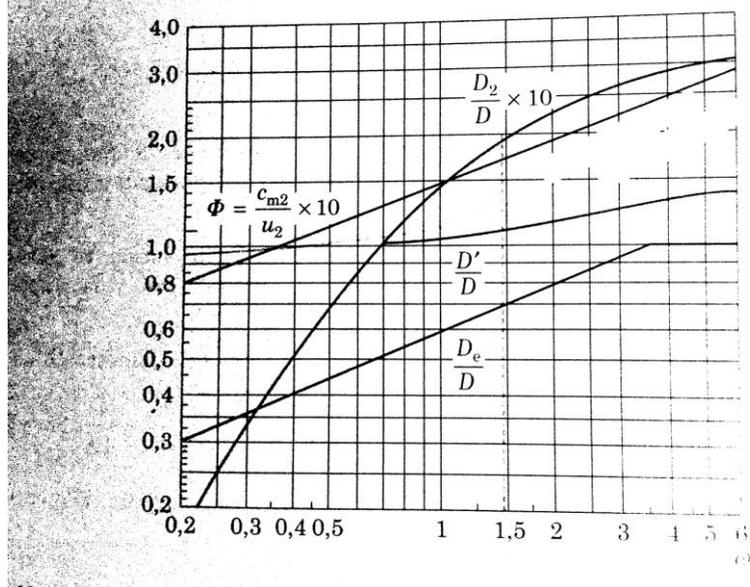


Figura 6 – Rapporti utilizzabili per un primo dimensionamento delle pompe in funzione della velocità specifica ω_s . In Figura, $D_2/D \times 10$ va sostituito con $b_2/D \times 10$ (b_2 rappresenta l'altezza di pala allo scarico, v. gli schemi di Figura 5).

Tema n. 2 (ambito energetico)

L'elio, in condizioni di gas ideale, è, potenzialmente, per varie ragioni, un eccellente fluido di lavoro per realizzare efficienti e compatti motori a gas in ciclo chiuso.

Chemical, physical and thermal properties of Helium - He :

Molecular Weight	4.0026
Specific Gravity	0.138
Specific Volume (ft^3/lb , m^3/kg)	97.86, 6.11
Density of liquid at atmospheric pressure (lb/ft^3 , kg/m^3)	7.80, 125
Absolute Viscosity ($\text{lb}_m/\text{ft s}$, centipoises)	$13.4 \cdot 10^{-6}$, 0.02
Sound velocity in gas (m/s)	1015
Specific Heat - c_p - ($\text{Btu}/\text{lb}^\circ\text{F}$ or $\text{cal}/\text{g}^\circ\text{C}$, J/kgK)	1.24, 5188
Specific Heat Ratio - c_p/c_v	1.66
Gas constant - R - ($\text{ft lb}/\text{lb}^\circ\text{R}$, $\text{J}/\text{kg}^\circ\text{C}$)	386, 2077
Thermal Conductivity ($\text{Btu}/\text{hr ft}^\circ\text{F}$, $\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$)	0.086, 0.149
Boiling Point - saturation pressure 14.7 psia and 760 mm Hg - ($^\circ\text{F}$, $^\circ\text{K}$)	-452, 4.22
Latent Heat of Evaporation at boiling point (Btu/lb , J/kg)	10.0, 23300
Critical Temperature ($^\circ\text{F}$, $^\circ\text{K}$)	-450.3, 5.2
Critical Pressure (psia, MN/m^2)	33.22, -
Critical Volume (ft^3/lb , m^3/kg)	0.231, 0.0144
Flammable	no

* values at 25°C (77°F, 298 K) and atmospheric pressure

Sponsored Links

http://www.engineeringtoolbox.com/helium-d_1418.html

In Figura 1 è rappresentato lo schema di un motore basato sul ciclo termodinamico Brayton per la conversione termodinamica della energia solare. In Figura 2 è il ciclo nel piano Temperatura – Entropia.

Si determinino, assumendo, se non disponibili in Tabella 1 e in Figura 2, ragionevoli parametri di progetto.

- (1) le condizioni termodinamiche dei punti del ciclo
- (2) la portata di elio necessaria per ottenere la potenza utile desiderata

Nell'ipotesi di utilizzare, alternativamente, per l'inter-refrigeratore

- (a) acqua
- (b) aria

se ne determino

- (3) le necessarie portate
- (4) l'approssimativo rapporto fra le superfici necessarie per realizzare lo scambiatore elio/aria o elio/acqua

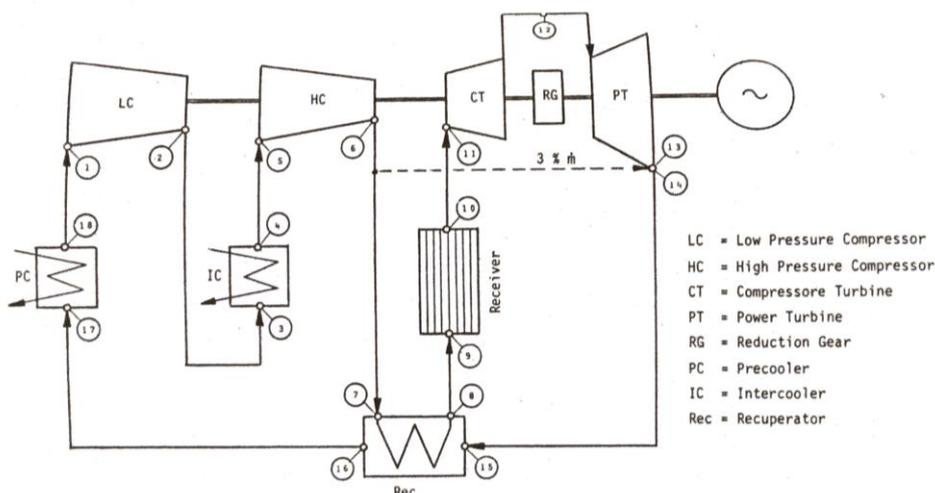


Figura 1 – Schema di ciclo per un motore con turbina ad elio da 65 MW per un possibile impianto solare a concentrazione. Figura tratta da: H. U. Frutschi, Closed-Cycles Gas Turbines. Operational Experience and Future Potential, ASME Press, New York, 2005.

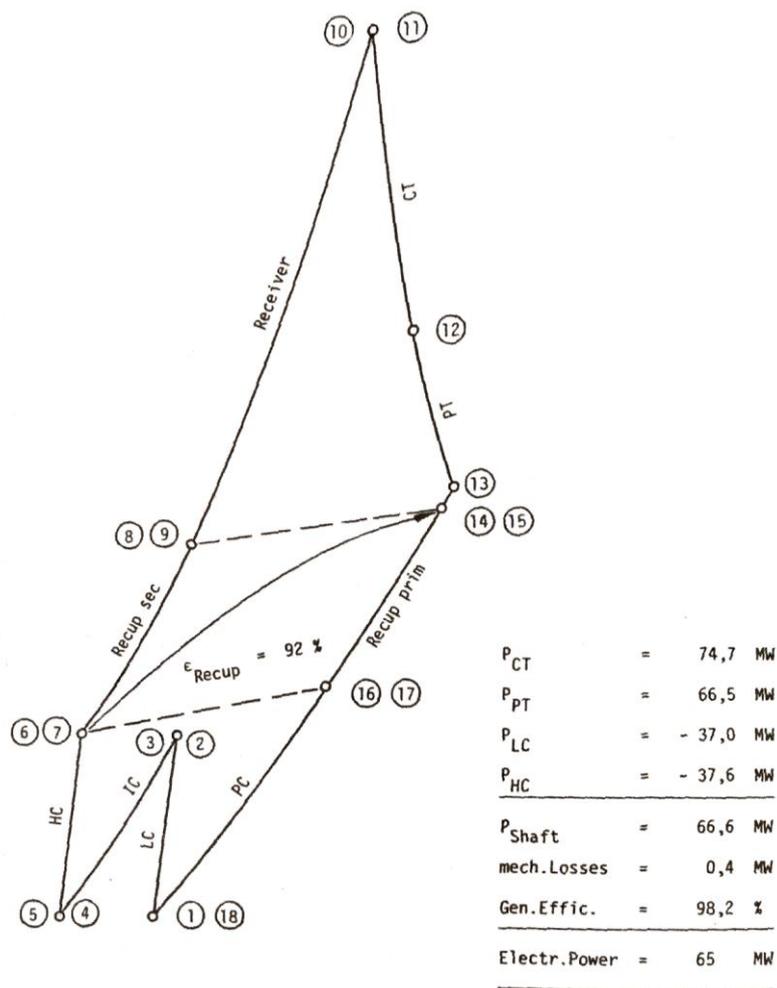


Figura 2 – Diagramma Temperatura – Entropia per il ciclo con turbina da 65 MW di Figura 1. Figura tratta da: H. U. Frutschi, Closed-Cycles Gas Turbines. Operational Experience and Future Potential, ASME Press, New York, 2005.

Tabella 1 – Alcuni dati per il progetto del ciclo termodinamico di Figura 1 e Figura 2.

Pressione P1 (bar)	12.19
Temperatura T1 (°C)	38
Rapporto di compressione $P2/P1 = P7/P5$	1.681
Perdita di carico DP/Pin (in per cento)	0.5
Rendimento politropico compressore LP	0.905
Rendimento politropico compressore HP	0.895
Rendimento politropico turbina HP	0.885
Rendimento politropico turbina LP	0.891