



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:

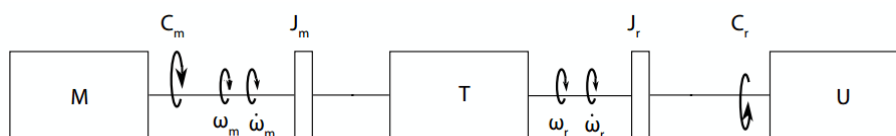
1. le basi termodinamiche con esempi di possibili configurazioni impiantistiche;
2. i principali indici di valutazione energetica.

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

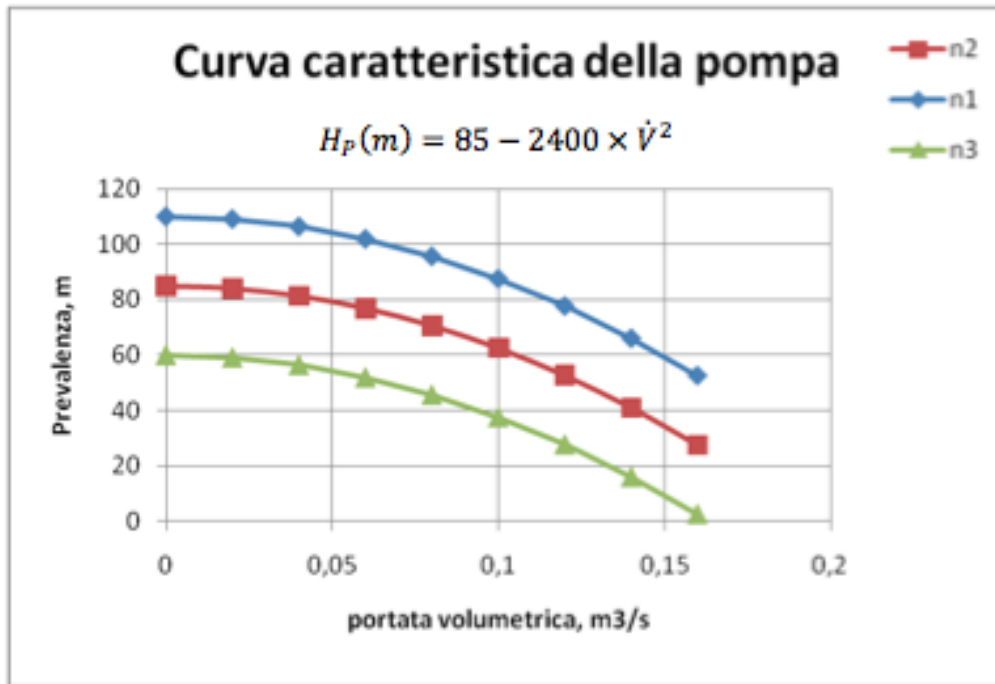


Figura 1

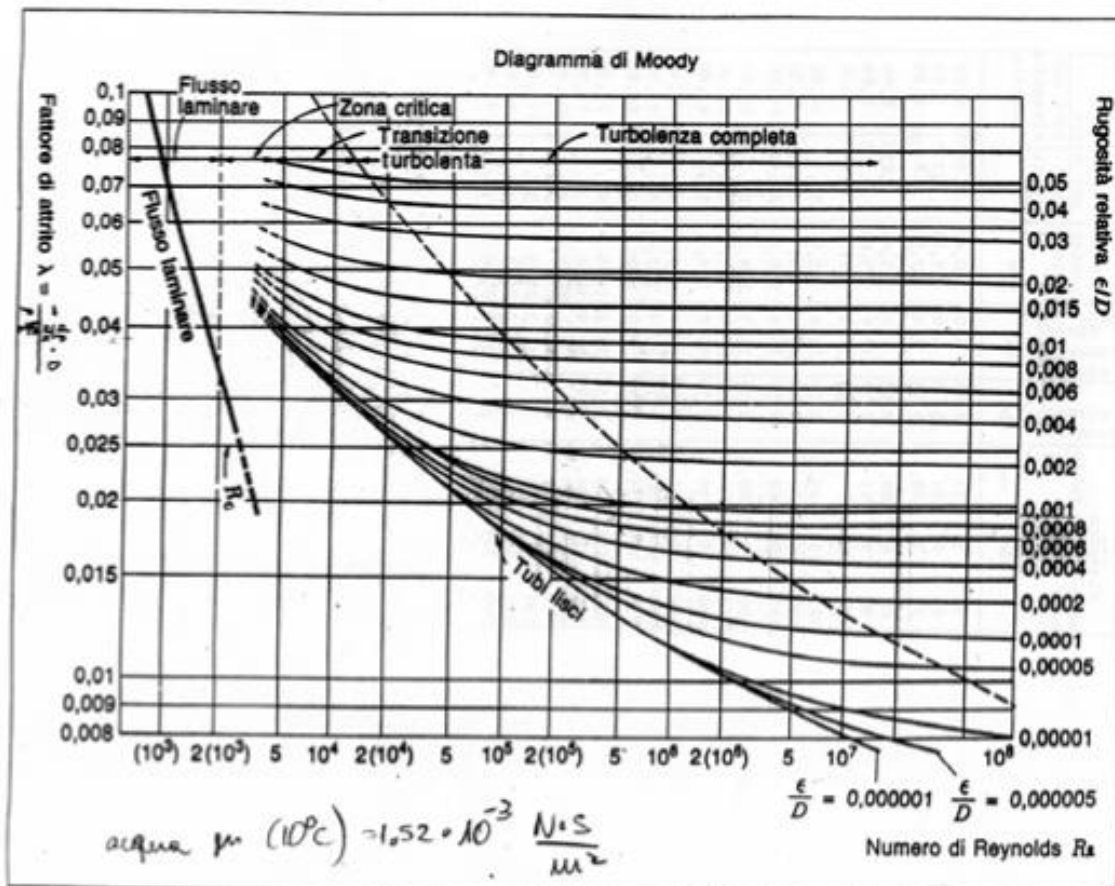


Figura 2

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)

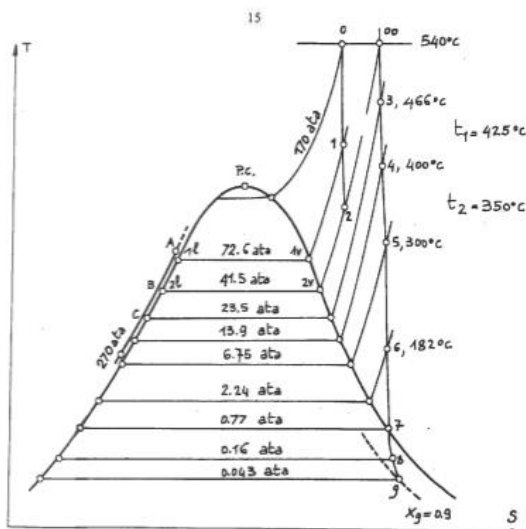


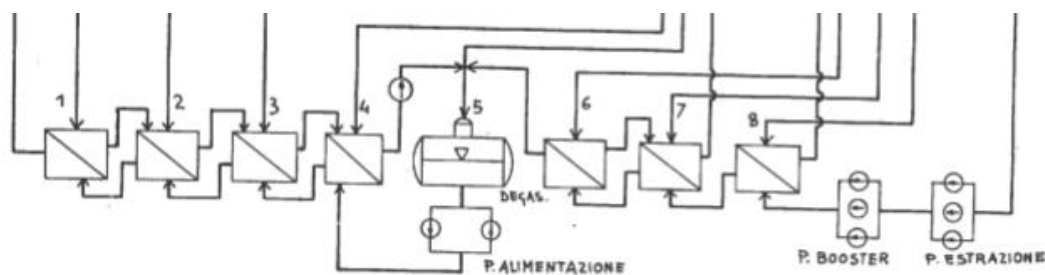
Figura 1

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.

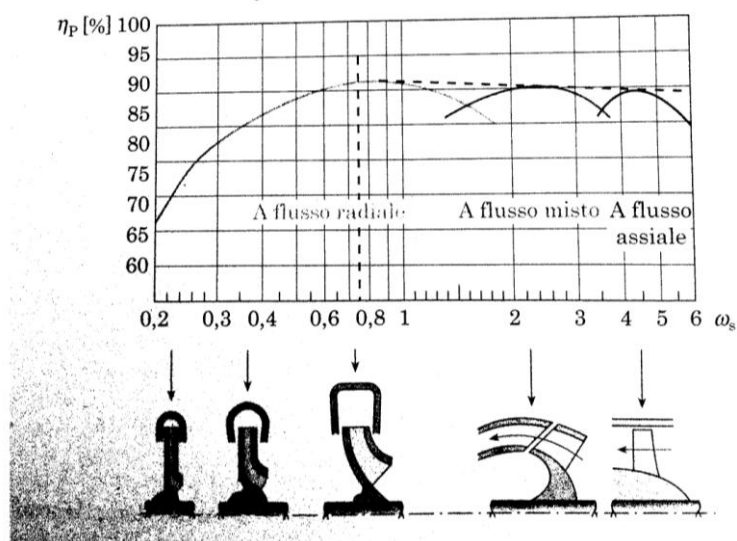


Figura 3 – Rendimento totale in funzione della velocità specifica per turbopompe. Figura tratta da: G. Cornetti, F. Millo, Macchine idrauliche, Edizioni il capitello, 2015, Torino.

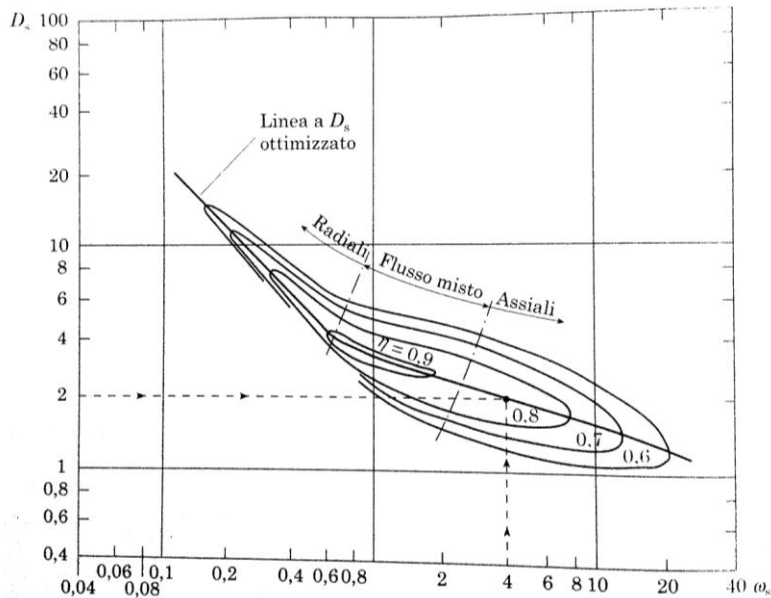


Figura 4 – Diagramma $D_s - \omega_s$ per pompe ad un solo stadio con curve di iso-rendimento idraulico. Figura tratta da: G. Cornetti, F. Millo, Macchine idrauliche, Edizioni il capitello, 2015, Torino.

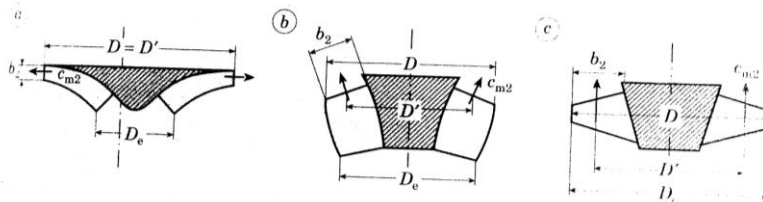


Fig. 9.64 - Parametri caratteristici di pale di turbopompe:
 a) pompa radiale (sempre centrifuga);
 b) pompa a flusso misto;
 c) pompa a flusso assiale.

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*.

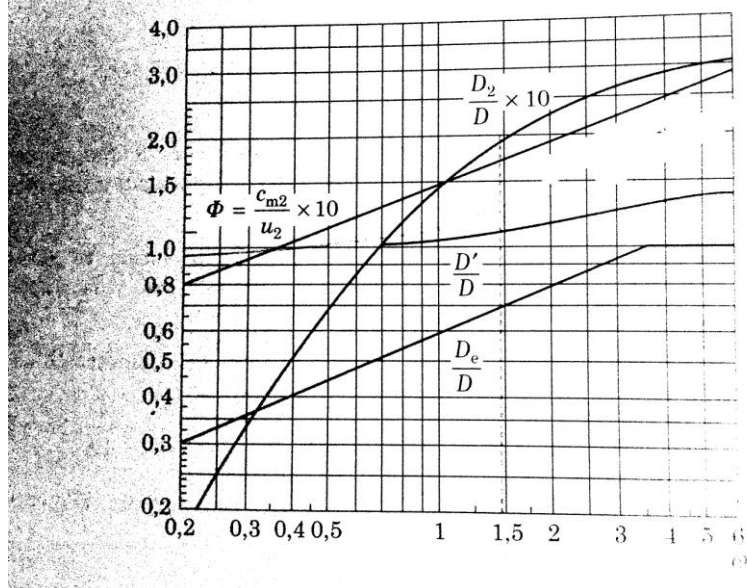


Figura 6 – Rapporti utilizzabili per un primo dimensionamento delle pompe in funzione della velocità specifica ω_s . In Figura, $D_2/D \times 10$ va sostituito con $b_2/D \times 10$ (b_2 rappresenta l'altezza di pala allo scarico, v. gli schemi di Figura 5).

Selected from: http://www.engineeringtoolbox.com/saturated-steam-properties-d_101.html

Properties of steam at varying pressures and temperatures:

Absolute pressure (kPa, kN/m ²)	Temperature (°C)	Specific Volume (m ³ /kg)	Density - ρ - (kg/m ³)	Specific Enthalpy of			Specific Entropy of Steam - s - (kJ/kgK)
				Liquid - h _l - (kJ/kg)	Evaporation - h _e - (kJ/kg)	Steam - h _g - (kJ/kg)	
0.8	3.8	160	0.00626	15.8	2493	2509	9.058
2.0	17.5	67.0	0.0149	73.5	2460	2534	8.725
5.0	32.9	28.2	0.0354	137.8	2424	2562	8.396
10.0	45.8	14.7	0.0682	191.8	2393	2585	8.151
20.0	60.1	7.65	0.131	251.5	2358	2610	7.909
28	67.5	5.58	0.179	282.7	2340	2623	7.793
35	72.7	4.53	0.221	304.3	2327	2632	7.717
45	78.7	3.58	0.279	329.6	2312	2642	7.631
55	83.7	2.96	0.338	350.6	2299	2650	7.562
65	88.0	2.53	0.395	368.6	2288	2657	7.506
75	91.8	2.22	0.450	384.5	2279	2663	7.457
85	95.2	1.97	0.507	398.6	2270	2668	7.415
95	98.2	1.78	0.563	411.5	2262	2673	7.377
100	99.6	1.69	0.590	417.5	2258	2675	7.360
101.33¹⁾	100	1.67	0.598	419.1	2257	2676	7.355
110	102.3	1.55	0.646	428.8	2251	2680	7.326
130	107.1	1.33	0.755	449.2	2238	2687	7.271
150	111.4	1.16	0.863	467.1	2226	2698	7.223
170	115.2	1.03	0.970	483.2	2216	2699	7.181
190	118.6	0.929	1.08	497.8	2206	2704	7.144
220	123.3	0.810	1.23	517.6	2193	2711	7.095
260	128.7	0.693	1.44	540.9	2177	2718	7.039
280	131.2	0.646	1.55	551.4	2170	2722	7.014
320	135.8	0.570	1.75	570.9	2157	2728	6.969
360	139.9	0.510	1.96	588.5	2144	2733	6.930
400	143.1	0.462	2.16	604.7	2133	2738	6.894
440	147.1	0.423	2.36	619.6	2122	2742	6.862
480	150.3	0.389	2.57	633.5	2112	2746	6.833
500	151.8	0.375	2.67	640.1	2107	2748	6.819
550	155.5	0.342	2.92	655.8	2096	2752	6.787
600	158.8	0.315	3.175	670.4	2085	2756	6.758
650	162.0	0.292	3.425	684.1	2075	2759	6.730
700	165.0	0.273	3.66	697.1	2065	2762	6.705
750	167.8	0.255	3.915	709.3	2056	2765	6.682
800	170.4	0.240	4.16	720.9	2047	2768	6.660
850	172.9	0.229	4.41	732.0	2038	2770	6.639
900	175.4	0.215	4.65	742.6	2030	2772	6.619
950	177.7	0.204	4.90	752.8	2021	2774	6.601
1000	179.9	0.194	5.15	762.6	2014	2776	6.583
1050	182.0	0.186	5.39	772	2006	2778	6.566
1150	186.0	0.170	5.89	790	1991	2781	6.534
1250	189.8	0.157	6.38	807	1977	2784	6.505
1300	191.6	0.151	6.62	815	1971	2785	6.491
1500	198.3	0.132	7.59	845	1945	2790	6.441
1600	201.4	0.124	8.03	859	1933	2792	6.418
1800	207.1	0.110	9.07	885	1910	2795	6.375
2000	212.4	0.0995	10.01	909	1889	2797	6.337
2100	214.9	0.0945	10.54	920	1878	2798	6.319
2300	219.6	0.0868	11.52	942	1858	2800	6.285
2400	221.8	0.0832	12.02	952	1849	2800	6.269

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 determinino

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

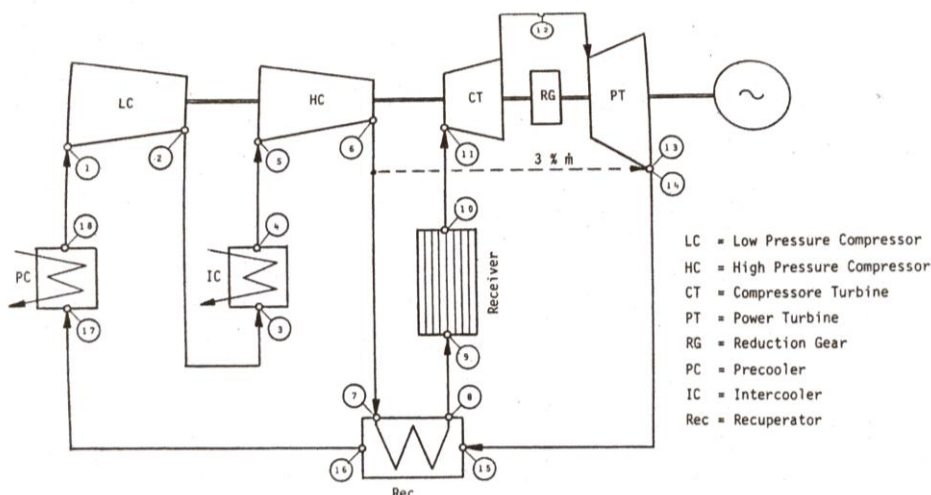


Figura 1 – Schema di ciclo per un motore con turbina ad elio da 65 MW per un possibile impianto solare a concentrazione. Figura tratta da: H. U. Frutschi, Closed-Cycles Gas Turbines. Operational Experience and Future Potential, ASME Press, New York, 2005.

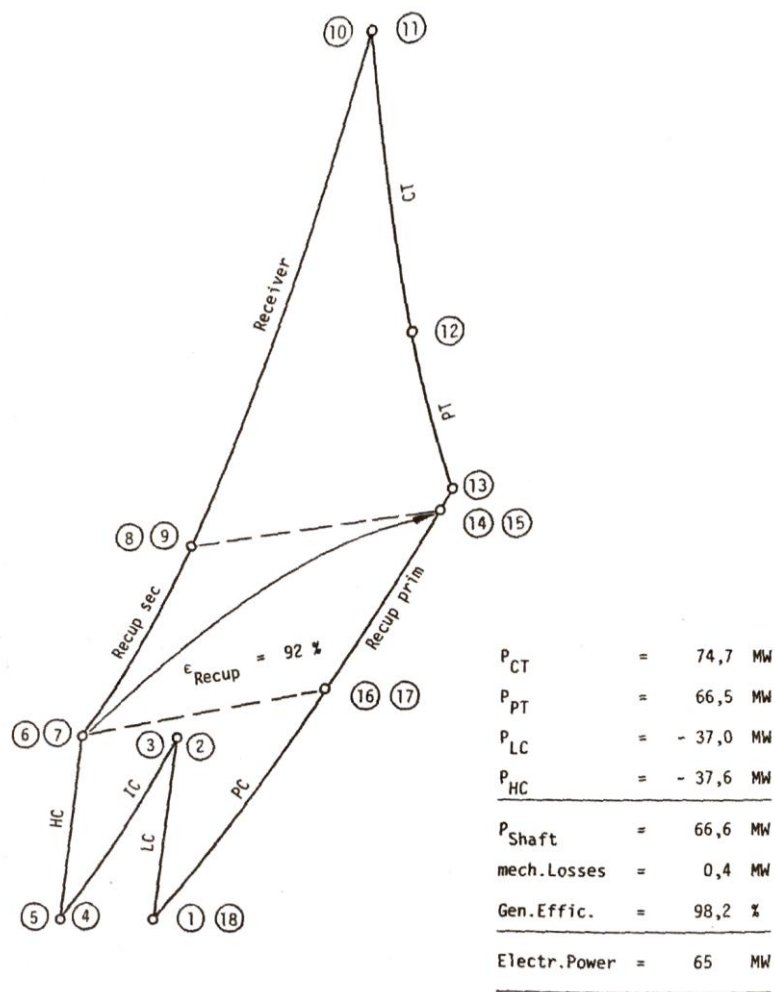


Figura 2 – Diagramma Temperatura – Entropia per il ciclo con turbina da 65 MW di Figura 1. Figura tratta da: H. U. Frutschi, Closed-Cycles Gas Turbines. Operational Experience and Future Potential, ASME Press, New York, 2005.

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