

Nota bene: prima di cominciare scrivere chiaramente il proprio nome e cognome e la specializzazione sui fogli e sui diagrammi allegati.

Nel seguito, N indica il numero corrispondente alla iniziale del nome e C quello corrispondente alla iniziale del cognome secondo la tabella seguente

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26

PROBLEMA 1, peso = 40 %.

Per l'impianto antincendio schematizzato in Fig.1, si ha $H = (15 + 0.5 N)$ m. Le prescrizioni impongono che all'attacco della manichetta (punto b) deve arrivare una portata $G_v = (70 + C)$ litri/min di acqua a $(25 + N/10)$ °C, alla pressione relativa di 1.5 bar. Ricavando dalle tabelle allegate i dati mancanti, determinare:

1. il diametro della tubazione, in acciaio galvanizzato, selezionato tra quelli unificati della serie standard (v. tabella), per una velocità del fluido non superiore a 2 m/s;
2. la prevalenza della pompa;
3. la potenza resa al fluido e quella assorbita dalla pompa stessa, ipotizzando per la medesima un rendimento $\eta_p = 0.65$.

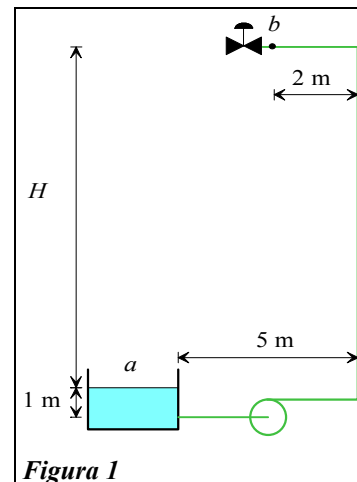


Figura 1

PROBLEMA 2, peso = 30 %.

Una portata volumetrica $G_{v1} = (20 + C)$ m³/h di aria alla pressione $p_1 = 60$ bar ed alla temperatura $T_1 = 30 + N$ °C viene introdotta alla velocità $w_1 = (200 + 2C)$ m/s in un diffusore, da cui esce alla velocità $w_2 = 20$ m/s. Il processo è stazionario e reversibile, e le pareti del diffusore sono adiabatiche e rigide. Determinare:

1. la portata in massa nel dispositivo;
2. il numero di Mach in ingresso, M_1 ;
3. la temperatura di uscita dell'aria e la sua pressione, T_2, p_2 ;
4. la portata volumetrica in uscita G_{v2} ;
5. la sezione di ingresso e di uscita del diffusore (A_1, A_2).

Si consideri l'aria come un gas ideale con $c_p = 1005$ J/kg K costante ed $R = 287$ J/kg K.

PROBLEMA 3, peso = 70 %.

Nell'impianto schematizzato in Fig.2, una portata $G_1 = (0.4 + C/100)$ kg/s di acqua proveniente da una sorgente geotermica, alla pressione $p_1 = 100$ bar ed alla temperatura $T_1 = (310 - N)$ °C, viene fatta espandere irreversibilmente in un evaporatore a flash^o (E) per ottenere vapore saturo secco ($x_3 = 1$) alla pressione $p_3 = 60$ bar, che viene inviato ad una turbina (T) con rendimento isoentropico di espansione $\eta_t = (0.96 - C/100)$, in cui si espande fino alla pressione $p_5 = 200$ kPa. Il liquido saturo ($x_4 = 0, p_4 = 60$ bar) che viene scaricato alla base dell'evaporatore viene laminato, miscelato adiabaticamente nel miscelatore (M) con il vapore in uscita dalla turbina ed inviato (alla pressione $p_6 = p_5 = 200$ kPa) ad un impianto di teleriscaldamento. Il sistema è a regime e tutti i suoi componenti sono adiabatici; le pareti dell'evaporatore e del miscelatore e delle valvole di laminazione sono rigide. Determinare:

1. la portata di vapore all'ingresso turbina, G_3 ;
2. la portata di liquido scaricata dall'evaporatore, G_4 e la sua temperatura, T_4 ;
3. la potenza meccanica erogata dalla turbina, W'_{mt} ;
4. il titolo e la temperatura in uscita alla turbina x_5, T_5 ;
5. la portata, l'entalpia e la temperatura ed il titolo (G_6, h_6, T_6, x_6) del fluido in uscita dal punto 6.
6. la massima potenza meccanica teoricamente ottenibile dal sistema (secondo l'analisi di disponibilità) ed il rendimento di secondo principio dello stesso. Considerare per lo stato morto $T_0 = 25$ °C.

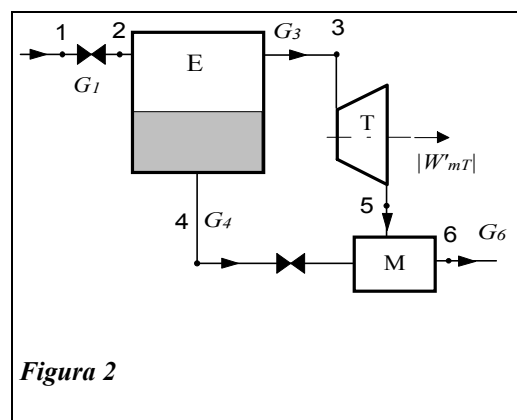


Figura 2

^o un evaporatore a flash è un dispositivo in cui si introduce un liquido sottoraffreddato che, per effetto di una repentina variazione di pressione, evapora parzialmente; la separazione delle fasi avviene per gravità.

Tabelle utili per il problema n.1

FLUIDO							
Acqua, T (°C)	4	21	66	93	149	232	288
ρ (kg/m ³)	1000	997	979	962	917	826	735
μ (mPa s)	1.55	0.978	0.434	0.305	0.187	0.118	.0095
Olio leggero T (°C)	16	27	38	66	93	121	149
ρ (kg/m ³)	913	910	895	870	865	848	830
μ (mPa s)	86.6	41.4	22.8	7.88	3.72	2.07	1.24
Aria, T (°C)	0	38	93	204	427	816	1650
($p=1$ bar) ρ (kg/m ³)	1.296	1.136	0.96	0.735	0.503	0.323	0.183
μ (μPa s)	17.32	19.1	21.4	26.02	33.4	44.6	57.4

Viscosità e densità di alcuni fluidi in funzione della temperatura.

MATERIALE	da	a
calcestruzzo	300	3000
acciaio fuso	260	
acciaio galvanizzato	150	
acciaio commerciale	45	
tubo trafilato	1.5	

Rugosità media dei condotti in μm (valori indicativi).

Curva a 90°, brusca	1 - 1.35
Curva a 90°, raccordata	0.5 - 1
Curva a U	1.5
Restringimento di sezione (velocità valutata a monte)	0.5
Allargamento di sezione (velocità valutata a monte)	1
Ingresso in serbatoio	1
Uscita da serbatoio	1
Valvole completamente aperte	0.6-4
Valvole parzialmente aperte	2-20
Raccordo a T, passaggio dritto	1.0
Raccordo a T, diramazione	1.5
Raccordo a T, riunione	3.0

Coefficienti di perdita di carico concentrata (valori indicativi).

Diametro nominale (pollici)	Diametro esterno (mm)	Spessore (mm)	
		Standard	Extra Strong
1/2"	21.3	2.77	3.73
3/4"	26.7	2.87	3.91
1"	33.4	3.38	4.55
1 1/4"	42.2	3.56	4.85
1 1/2"	48.3	3.68	5.08
2"	60.3	3.91	5.54
2 1/2"	73	5.16	7.01
3"	88.9	5.49	7.62
3 1/2"	101.6	5.74	8.08
4"	114.3	6.02	8.56
5"	141.3	6.55	9.52
6"	168.3	7.11	10.97
8"	219.1	8.18	12.7
10"	273	9.27	12.7

Tabella A-5: Diametri dei tubi commerciali secondo ANSI B36.10-B36.19

Tabelle utili per il problema n.3

Pressure bar	Temp. °C	Density kg/m ³	Volume m ³ /kg	Energy kJ/kg	Enthalpy kJ/kg	Entropy kJ/kg-K
100	280	756.27	0.0013223	1220.9	1234.1	3.0535
100	281	754.42	0.0013255	1226.1	1239.3	3.0629
100	282	752.55	0.0013288	1231.2	1244.5	3.0723
100	283	750.66	0.0013322	1236.4	1249.8	3.0817
100	284	748.76	0.0013355	1241.7	1255	3.0912
100	285	746.84	0.001339	1246.9	1260.3	3.1006
100	286	744.9	0.0013425	1252.2	1265.6	3.1101
100	287	742.94	0.001346	1257.5	1270.9	3.1196
100	288	740.96	0.0013496	1262.8	1276.3	3.1291
100	289	738.97	0.0013532	1268.1	1281.6	3.1387
100	290	736.95	0.0013569	1273.5	1287	3.1483
100	291	734.91	0.0013607	1278.8	1292.4	3.1579
100	292	732.86	0.0013645	1284.2	1297.9	3.1675
100	293	730.78	0.0013684	1289.7	1303.3	3.1772
100	294	728.68	0.0013723	1295.1	1308.8	3.1868
100	295	726.55	0.0013764	1300.6	1314.3	3.1966
100	296	724.41	0.0013804	1306.1	1319.9	3.2063
100	297	722.23	0.0013846	1311.6	1325.5	3.2161
100	298	720.04	0.0013888	1317.2	1331.1	3.2259
100	299	717.81	0.0013931	1322.8	1336.7	3.2358
100	300	715.56	0.0013975	1328.4	1342.3	3.2456
100	301	713.28	0.001402	1334	1348	3.2556
100	302	710.98	0.0014065	1339.7	1353.8	3.2655
100	303	708.64	0.0014112	1345.4	1359.5	3.2756
100	304	706.27	0.0014159	1351.2	1365.3	3.2856
100	305	703.87	0.0014207	1357	1371.2	3.2957
100	306	701.44	0.0014256	1362.8	1377.1	3.3059
100	307	698.97	0.0014307	1368.7	1383	3.3161
100	308	696.47	0.0014358	1374.6	1388.9	3.3264
100	309	693.92	0.0014411	1380.5	1394.9	3.3367
100	310	691.34	0.0014465	1386.5	1401	3.3471

Proprietà dell'acqua alla pressione di 100 bar

Press.	Temp.	Vol. Spec. (L)	Vol. Spec. (V)	E.Interna (L)	E.Interna (V)	Entalpia (L)	Entalpia (V)	Entropia (L)	Entropia (V)
p [MPa]	T [°C]	v_f [m ³ /kg]	v_g [m ³ /kg]	u_f [kJ/kg]	u_g [kJ/kg]	h_f [kJ/kg]	h_g [kJ/kg]	s_f [kJ/kg K]	s_g [kJ/kg K]
0.100	99.66	1.043E-03	1.694	417.48	2506.12	417.58	2675.53	1.303	7.360
0.150	111.40	1.053E-03	1.159	467.06	2519.70	467.22	2693.61	1.434	7.223
0.200	120.26	1.061E-03	0.886	504.61	2529.55	504.82	2706.71	1.530	7.127
0.300	133.58	1.073E-03	0.606	561.27	2543.62	561.59	2725.38	1.672	6.992
0.400	143.67	1.084E-03	0.463	604.45	2553.62	604.88	2738.62	1.777	6.896
0.500	151.89	1.093E-03	0.375	639.82	2561.30	640.37	2748.77	1.861	6.821
0.600	158.89	1.101E-03	0.316	670.05	2567.47	670.71	2756.90	1.932	6.760
0.800	170.47	1.115E-03	0.240	720.39	2576.87	721.28	2769.24	2.047	6.663
1.000	179.95	1.127E-03	0.194	761.86	2583.73	762.99	2778.20	2.139	6.587
1.200	188.03	1.139E-03	0.163	797.47	2588.92	798.84	2784.95	2.217	6.524
1.600	201.45	1.159E-03	0.124	857.13	2596.05	858.98	2794.16	2.345	6.422
1.800	207.19	1.168E-03	0.110	882.88	2598.49	884.99	2797.27	2.399	6.380
2.000	212.46	1.177E-03	0.100	906.63	2600.37	908.99	2799.66	2.448	6.341
3.000	233.94	1.217E-03	0.067	1004.97	2604.22	1008.62	2804.29	2.646	6.187
4.000	250.44	1.252E-03	0.050	1082.49	2602.40	1087.50	2801.55	2.797	6.070
5.000	264.03	1.286E-03	0.039	1147.98	2597.26	1154.41	2794.50	2.920	5.974
6.000	275.67	1.319E-03	0.032	1205.61	2589.83	1213.52	2784.51	3.027	5.889
7.000	285.91	1.351E-03	0.027	1257.70	2580.63	1267.16	2772.26	3.121	5.814
8.000	295.09	1.384E-03	0.024	1305.72	2569.94	1316.79	2758.13	3.207	5.743
9.000	303.43	1.418E-03	0.020	1350.64	2557.91	1363.40	2742.30	3.286	5.677
10.000	311.09	1.453E-03	0.018	1393.17	2544.56	1407.69	2724.86	3.360	5.614

Proprietà di saturazione dell'acqua

SOLUZIONI

I valori numerici sono ottenuti per lo "studente" Sadi Carnot ($N = 19$, $C = 3$).

I risultati personalizzati sono calcolabili tramite il file EXCEL COMP02.XLS, disponibile in rete a partire da domattina.

Si ringrazia l'Ing. Nicola Forgione per la preziosa assistenza prestata nell'elaborazione di questa soluzione.

PROBLEMA 1

La viscosità e la densità dell'acqua a 26.9 °C sono ricavabili per interpolazione lineare dai dati della tabella a 21 e 66 °C:

$$\mu = \mu(21) + \frac{26.9 - 21}{66 - 21} [\mu(66) - \mu(21)] = 0.978 + \frac{26.9 - 21}{66 - 21} [0.434 - 0.978] = 0.9067 \text{ mPa s}$$

$$\rho = \rho(21) + \frac{26.9 - 21}{66 - 21} [\rho(66) - \rho(21)] = 997 + \frac{26.9 - 21}{66 - 21} [979 - 997] = 994.64 \text{ kg/m}^3$$

Il diametro minimo della tubazione è ottenibile dal valore della portata volumetrica, dopo aver convertito la portata in unità SI ($G_v = 1.22 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$)

$$G_v = w_{\max} A = w_{\max} \frac{\pi D_{\min}^2}{4}; \quad D_{\min} = \sqrt{\frac{4 G_v}{\pi w_{\max}}} = 0.0279 \text{ m} = 27.9 \text{ mm}$$

Il diametro deve essere quindi portato al valore immediatamente superiore tra quelli interni disponibili in tabella ovvero ad 1¼", a cui corrisponde un diametro interno effettivo di $D_{\text{eff}} = 0.03508 \text{ m}$

La velocità w deve quindi essere ricalcolata per il valore effettivo del diametro della tubazione $w = \frac{G_v}{A} = \frac{4 G_v}{\pi D_{\text{eff}}^2} = 1.26 \text{ m/s}$

La prevalenza della pompa si determina applicando l'equazione generalizzata di Bernoulli tra le sezioni a e b , tenuto conto che la velocità sulla superficie libera del serbatoio può essere trascurata e che $p_a = p_{\text{atm}}$

$$\frac{p_b - p_a}{\gamma} + \frac{w_b^2}{2g} + H = h' - h_a$$

tenendo conto che $p_b - p_a$ rappresenta appunto la pressione relativa nel punto b, ovvero 1.5 bar = 150000 Pa.

Il coefficiente di Darcy può essere determinato con la formula di Haaland una volta noti il numero di Reynolds e la rugosità relativa che valgono

$$\text{Re} = \frac{\rho w D_{\text{eff}}}{\mu} = 48488; \quad \varepsilon = 150 \text{ } \mu\text{m}, \text{ da cui } \lambda = \left\{ -0.782 \ln \left[\frac{6.9}{\text{Re}} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D_{\text{eff}}} \right)^{1.11} \right] \right\}^{-2} = 0.0309$$

Le perdite di carico distribuite lungo i 32.5 m di tubo valgono dunque $h_{ad} = \lambda \frac{L}{D_{\text{eff}}} \frac{w^2}{2g} = 2.32 \text{ m}$

Le perdite concentrate (assunto il valore di $K = 0.5$ per le due curve a gomito presenti e $K = 1$ per il punto di uscita dal serbatoio) valgono

$$h_{ac} = 1 \frac{w^2}{2g} + 0.5 \frac{w^2}{2g} + 0.5 \frac{w^2}{2g} = 0.16 \text{ m}$$

Si noti che la valvola in uscita non deve essere considerata perché esterna al sistema.

Si ottiene quindi infine $h' = h_a + \frac{p_b - p_{\text{atm}}}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} + H = 42.43 \text{ m}$

La potenza resa dalla pompa al fluido vale $W_p = G g h' = 0.50 \text{ kW}$

e quella assorbita $W_{\text{ass}} = \frac{W_p}{\eta_p} = 0.78 \text{ kW}$

PROBLEMA 2

Il volume specifico in ingresso è dato da $v_1 = \frac{R T_1}{p_1} = 0.0154 \text{ m}^3/\text{kg}$, per cui la portata massica vale $G = \frac{G_{v,1}}{v_1} = 0.415 \text{ kg/s}$

La velocità del suono in ingresso è data da $c_1 = \sqrt{k R T_1} = \sqrt{\frac{c_p}{c_p - R} R T_1} = 359.74 \text{ m/s}$

Ed il numero di Mach vale quindi $M_1 = \frac{w_1}{c_1} = 0.573$

Il bilancio di energia si scrive come

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}$$

da cui, sfruttando l'ipotesi di gas ideale, si ottiene la temperatura in uscita $T_2 = T_1 + \frac{1}{2c_p}(w_1^2 - w_2^2) = 69.91 \text{ }^\circ\text{C}$

La pressione in uscita si può derivare dall'espansione isoentropica di un gas ideale

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{R/c_p}; \quad p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{c_p/R} = 74.78 \text{ bar}$$

e quindi il volume in uscita è dato da $v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = 0.0132 \text{ m}^3/\text{kg}$;

La portata volumetrica in uscita vale $G_{v,2} = G v_2 = 0.0055 \text{ m}^3/\text{s}$

Le sezioni in ingresso ed in uscita sono date da $A_1 = \frac{G_{v,1}}{w_1} = 3.10 \times 10^{-5} \text{ m}^2$; $A_2 = \frac{G_{v,2}}{w_2} = \frac{G v_2}{w_2} = 27.39 \times 10^{-5} \text{ m}^2$

PROBLEMA 3

I dati termodinamici nei vari punti dell'impianto sono riassunti nella seguente tabella (in grigio le proprietà che identificano lo stato in ogni punto). Si ha $G_I = 0.43 \text{ kg/s}$, $\eta_T = 0.93$.

punto	$T, ^\circ\text{C}$	p, bar	$h, \text{kJ/kg}$	$s, \text{kJ/kg K}$	x
1	291	100	1292.4	3.1579	-
3	275.6	60	2784.5	5.8896	1
4	275.6	60	1213.7	3.0269	0
5i	120.2	2	2220.3	5.8896	0.779
5	120.2	2	2259.8	5.9913	0.797
6	120.2	2	1266.2	3.4655	0.346

I bilanci di massa ed energia dell'evaporatore (inclusendovi la valvola di laminazione 1-2) si scrivono rispettivamente come

$$G_1 = G_3 + G_4$$

$$G_1 h_1 = G_3 h_3 + G_4 h_4$$

Da cui tenuto conto che $h_3 = h_g$ e $h_4 = h_f$ alla pressione di 60 bar, si può ricavare $G_3 = G_1 \frac{h_1 - h_f}{h_g - h_f} = 0.0215 \text{ kg/s}$

$$G_4 = G_1 - G_3 = 0.4085 \text{ kg/s}$$

Per quanto riguarda la turbina, come ben noto si ricava innanzi tutto l'entalpia ideale in uscita h_{5i} imponendo una trasformazione isoentropica, ovvero $s_3 = s_{5i}$; si ha poi

$$h_5 = h_3 - \eta_T (h_3 - h_{5i}) = 2259.8 \text{ kJ/kg}$$

$$W'_{mT} = G_3 (h_3 - h_5) = 11.28 \text{ kW}$$

noti h_5 e p_5 , si può ricavare il titolo in uscita (v. tabella).

Per i punti 5 e 6 risulta più facile considerare il bilancio dell'intero sistema. Per esso si ha ovviamente per il bilancio di massa

$$G_6 = G_1$$

e per il bilancio di energia $G_6 h_6 + W'_{mT} = G_1 h_1$, da cui si ricava $h_6 = h_1 - \frac{W'_{mT}}{G_1} = 1266.2 \text{ kJ/kg}$

e da questo valore, insieme a quello della pressione $p_6 = p_5$, si ricavano le proprietà del punto 6.

Infine, il bilancio di disponibilità per l'intero sistema fornisce

$$W'_{m,a} = G_1 a_{f,1} - G_6 a_{f,6} = G_1 [h_1 - h_6 - T_0 (s_1 - s_6)] = 50.7 \text{ kW}$$

da cui il rendimento di secondo principio vale $\varepsilon = \frac{W'_{mt}}{W'_{ma}} = 0.22$