

4ª SÉRIE DE EXERCÍCIOS

1. A figura 1 mostra o esquema de uma bomba de calor a compressão mecânica de vapor com capacidade de aquecimento de 9,069 kW, destinada a aquecer um dado local e utilizando como refrigerante o R-502 (mistura azeotrópica de CHClF_2 e CClF_2CF_3). As figuras 2a e 2b representam o ciclo termodinâmico nos diagramas T-s e ln p-h. Desenvolva a análise exérgica deste equipamento considerando:

- $P_0 = 1 \text{ bar}$ e $T_0 = 0^\circ\text{C}$
- temperatura do local a ser aquecido, $T_h = 20^\circ\text{C}$
- temperatura da fonte fria, $T_s = 5^\circ\text{C}$
- propriedades termodinâmicas dos estados do R-502: ver tabela 1a.
- propriedades termodinâmicas dos estados da salmoura: ver tabela 1b.
- massa específica da salmoura, $\rho_s = 1195 \text{ kg/m}^3$
- calor específico da salmoura, $c_s = 3,058 \text{ kJ/kgK}$
- eficiência global do compressor, $\eta_c = 0,9153$
- potência elétrica consumida pela bomba de água, $\dot{W}_H = 0,05 \text{ kW}$
- eficiência global da bomba de água, $\eta_H = 0,40$
- potência elétrica da bomba de salmoura, $\dot{W}_s = 0,05 \text{ kW}$
- eficiência global da bomba de salmoura, $\eta_s = 0,40$

Point	P bar	T °C	h kJ/kg	s kJ/(K kg)	x -	M kg/s
1	3,42	21,8	365,876	1,6397	-	0,0522
2	23,49	127,7	432,968	1,7039	-	-
3	23,49	46,2	256,415	1,1855	-	-
4	23,49	30,6	236,261	1,1207	-	-
5	3,42	-15,5	236,261	1,1433	0,34	-
6	3,42	-6,61	345,974	1,5688	-	-

TABELA 1A: Propriedades do R-502.

Point	P bar	T °C	h kJ/kg	s kJ/(K kg)	x -	M kg/s
7	2	-4,9	-	-	-	0,5632
8	1,92	-8,2	-	-	-	-
9	2	46,0	192,68	0,6508	-	0,2811
10	1,8	53,7	224,87	0,7506	-	-

TABELA 1B: Propriedades da água e salmoura.

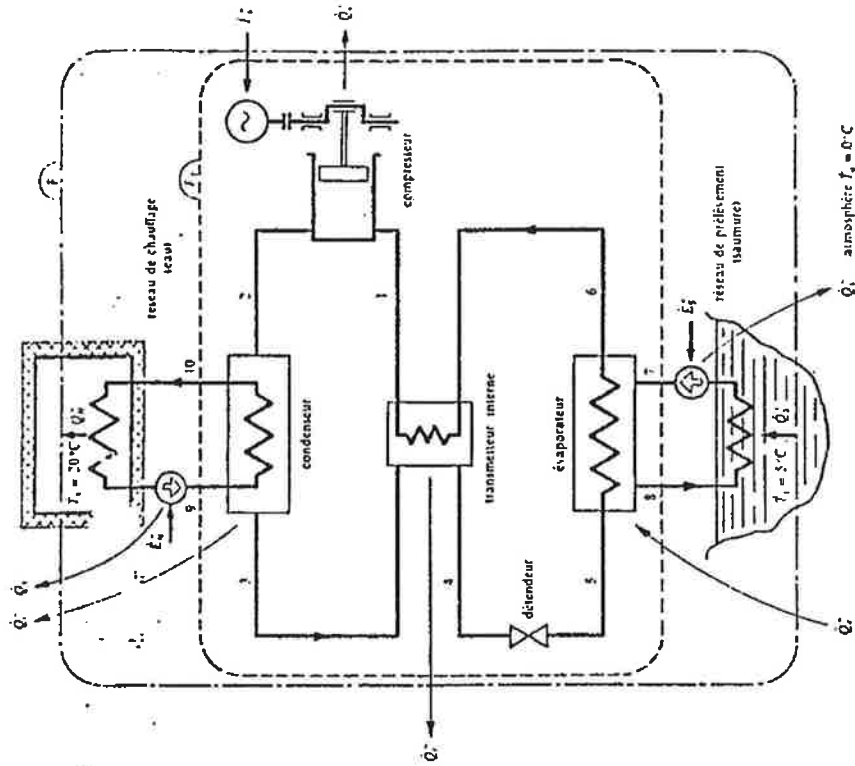


FIGURA 1: Esquema da Bomba de Calor.

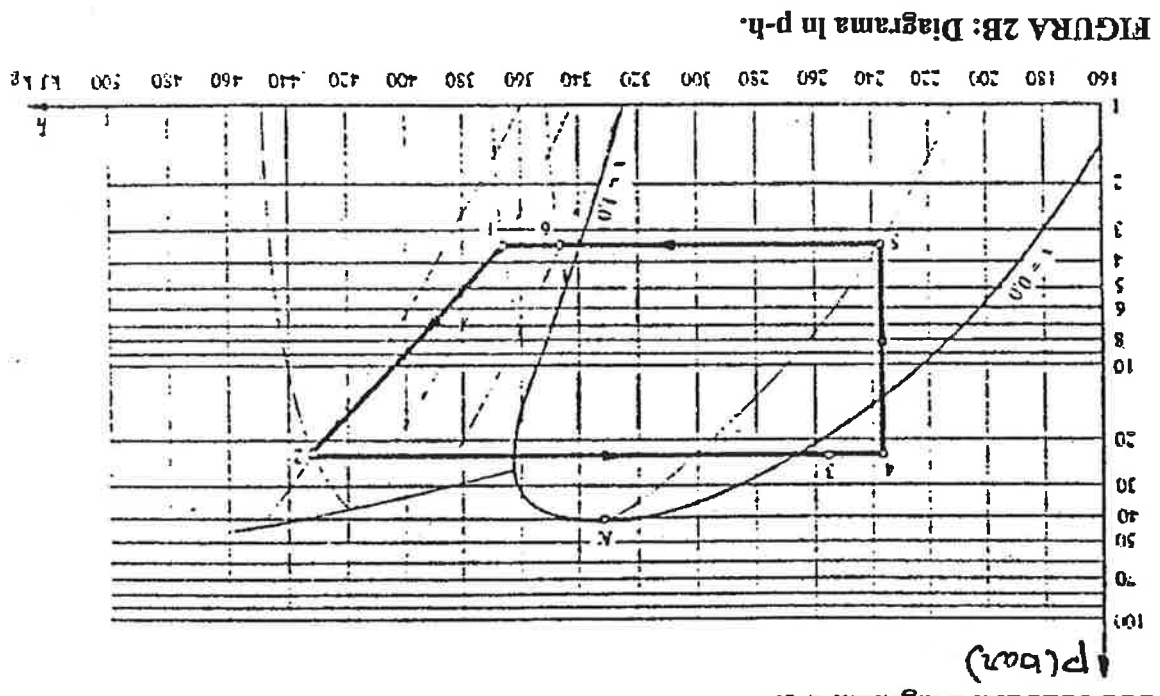
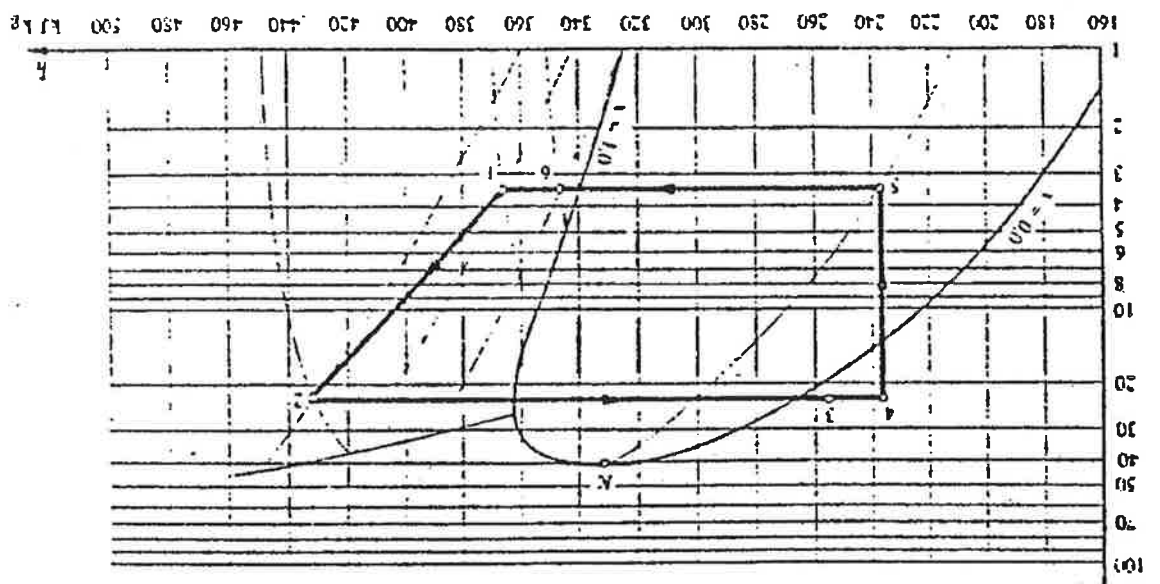


FIGURA 2B: Diagrama In-p-h.



2. Considere um processo que requer, em regime permanente, 50 kW a 70°C. Calcule o η_{ex} e comente os resultados das seguintes opções tecnológicas de aquecimento:

- aquecimento elétrico;
- recuperação de um rejeito térmico a 100°C (de um outro processo), admitindo que sua temperatura de saída seja de 80°C e considerando que o rejeito tenha as mesmas propriedades que água líquida;
- aquecimento com vapor gerado numa caldeira que utiliza CH₄ como combustível e que tem $\eta_{energ} = 0,80$.
- bomba de calor a compressão com COP = 3,0 (relação entre o calor fornecido e o trabalho consumido no motor elétrico);
- bomba de calor a compressão com COP = 3,0 (idem definição anterior) sendo que a eletricidade é gerada por um sistema turbina a gás-gerador com $\eta_{energ} = 0,20$. A turbina utiliza CH₄ como combustível. Considere T₀ = 25°C em todos os casos.

3. A figura 2a e 2b mostra uma planta de liquefação de ar que opera segundo o ciclo Linde e o ciclo de Linde com resfriamento auxiliar. A figura 3 apresenta os processos associados aos equipamentos em um diagrama T-s. O processo de compressão 0-1 é mostrado sem explicitar o número de estágios de compressão-refrigeração. Os estados 0-6 correspondem aos fluxos existentes no ciclo simples, enquanto que os estados 7-9 são considerados para o processo com refrigeração externa auxiliar que será analisada posteriormente. Analise comparativamente estes dois sistemas.

Condições de operação:

- P₀ = 1 bar; T₀ = 293 K;
- T₁ = 293 K; P₁ = 200 bar
- T₆ = 288 K
- eficiência elétrica do motor, $\eta_{m} = 0,95$
- rendimento mecânico do compressor, $\eta_u = 0,90$
- rendimento isotérmico do compressor, $\eta_s = 0,7$
- q₀ = 2,1 kJ/kg

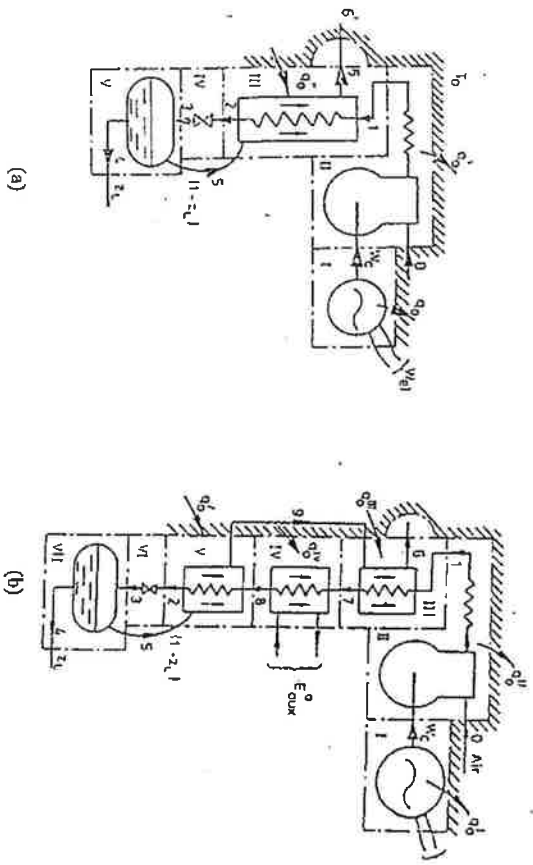


Figura 2 Ciclo simples de Linde (a) e ciclo de Linde com resfriamento auxiliar (b)

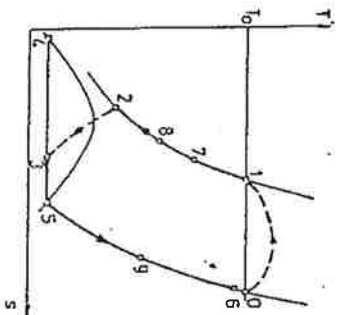


Figura 3 Ciclo de Linde no diagrama temperatura-entropia.

Estado	0	1	2	3	4	5	6
m (kg)	14,25	14,25	14,25	14,25	1	13,25	13,25
p (bar)	1	200	200	1	1	1	1
T (K)	293	293	174	82	82	82	288
h (kJ/kg)	443	406	215,7	215,7	25	230	437
e _q (kJ/kg)	0	443	502	203	702	166	0,12
Ex (MJ)	0	6,313	7,154	2,839	0,702	2,200	0,002

Tabela 1: Propriedades termodinâmicas dos fluxos de ar (ciclo simples).

Estado	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m (kg)	4,12	4,12	4,12	4,12	1	3,12	3,12	4,12	4,12	3,12
p (bar)	1	200	200	1	1	1	1	200	200	1
T (K)	293	293	155	82	82	82	288	242	200	195
h (kJ/kg)	443	406	180,2	180,2	25	230	437	337,8	269	345
e _q (kJ/kg)	0	443	529	300	702	166	0,12	450	472	23
Ex (MJ)	0	1,816	2,169	1,230	0,702	0,515	0,004	1,845	1,935	0,071

Tabela 2: Propriedades termodinâmicas dos fluxos de ar (ciclo com refrigeração auxiliar).

4. A figura 4 mostra o esquema simplificado de uma turbina a gás estacionária instalada na central termoeletrica de Beznau (Suíça), com potência nominal de 13 MW. Através de uma análise de seu desempenho tem-se os dados apresentados abaixo. Faça uma análise energética e exergetica desta planta.:

- $P_0 = 1 \text{ bar}$ e $T_0 = 0^\circ\text{C}$

- combustível: $p_{ci} = 41373,3 \text{ kJ/kg}$

exergia química ~ p_{ci}

- consumos: $m_{BH} = 0,6423 \text{ kg/s}$

$m_{BB} = 0,4019 \text{ kg/s}$

$m_L = 90 \text{ kg/s}$

- Propriedades termodinâmicas (ver tabelas 3 e 4)

- Rendimento combinado do alternador e reductor de velocidade, $\eta_g = 0,985$

- Potência elétrica desenvolvida, $\dot{W}_g = 12987 \text{ kW}$

Seção	p (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	e _q (kJ/kg)
1	1	5	5,0313	0,0182	0,0600
2	2,38	90	90,5205	0,0374	80,3047
3	2,315	25	24,8757	-0,1538	66,8862
4	3,75	92	92,3563	-0,0882	116,4481
5	3,71	25	24,5714	-0,2902	103,8395
6	8,8	117	117,1312	-0,2677	190,2535
7	8,38	407,7	420,1532	0,3412	326,9544

Tabela 3: Propriedades termodinâmicas para os fluxos de ar.

$\lambda = 10,6$

Seção	p (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	e _q (kJ/kg)
8	8,3	650	704,4982	0,6756	519,9581
9	2,44	455,4	462,5975	0,7815	249,1308

$\lambda = 6,52$

Seção	p (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	e_a (kJ/kg)
10	2,4	600	636,7496	0,9934	365,4024
11	1,018	461,5	482,4510	1,0305	200,9699
12	1	179,9	182,7546	0,5170	41,5361

Tabela 4: Propriedades termodinâmicas para os fluxos de gases de combustão.

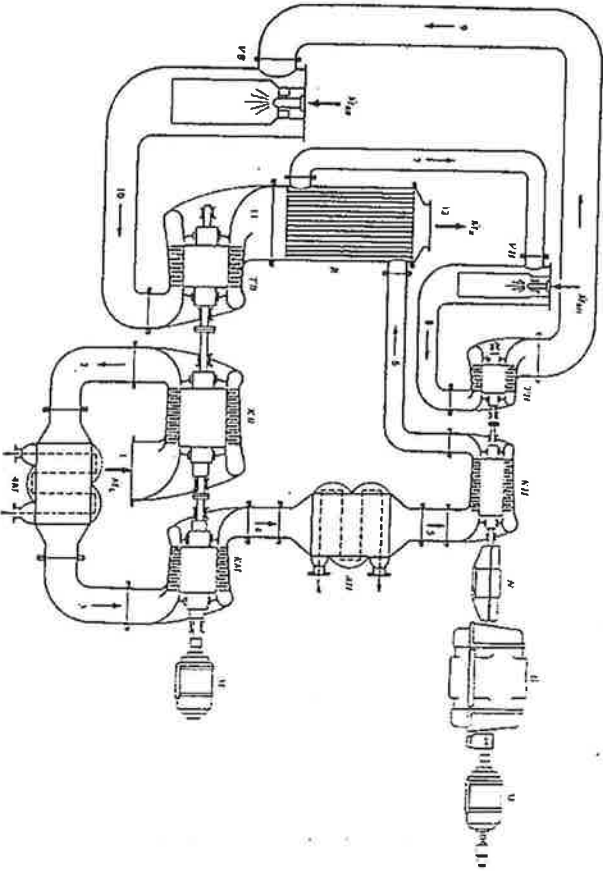


Figura 4 Esquema da Turbina a Gás (compressor de baixa pressão: KB; compressor de média pressão: KM; compressor de alta pressão: KH; trocador de calor de média pressão: R; trocador de calor de alta pressão: AH; recuperador de calor: R; câmara de combustão de baixa pressão: VB; câmara de combustão de alta pressão: AM; turbina a gás de baixa pressão: TB; turbina a gás de alta pressão: TH; redutor de velocidade: N; Alternador: G; motores de partida: M.)

5. Considere o processo de reforma de metano para a produção de gás de síntese mostrado na figura 5. Metano é comprimido a 10 atm e misturado com um mol de vapor por mol da alimentação. A mistura resultante está a 1400°C e contém 0,30 kg/kg vapor saturado. A mistura é então aquecida a 1000°C que gera vapor reagente bem como vapor suplementar (0,1 mol/mol da alimentação) a 30,6 atm. O forno é alimentado com metano cujo consumo é 0,5 mol de combustível/mol de metano de alimentação, com 10% de excesso de ar. Os gases reformados contém 5% de metano não reagido. Estes gases são resfriados até 1000°C e enviados para um desmetanizador que remove todo o metano, e em seguida para um absorvedor que remove H₂ de modo a se ter um fluxo de gás de síntese tendo uma relação H₂/CO de 2/1. Determine a exergia total destruída no processo por mol de CH₄ de alimentação.

Dados: $W_b = W_c + W_z + W_x = 10,115$ kJ/mol CH₄

$\bar{c}_{pCO_2} = 43,7$ kJ/kmol; $\bar{c}_{pN_2} = 29,6$ kJ/kmol; $\bar{c}_{pO_2} = 30,9$ kJ/kmol

$\bar{c}_{pH_2O} = 35,2$ kJ/kmol

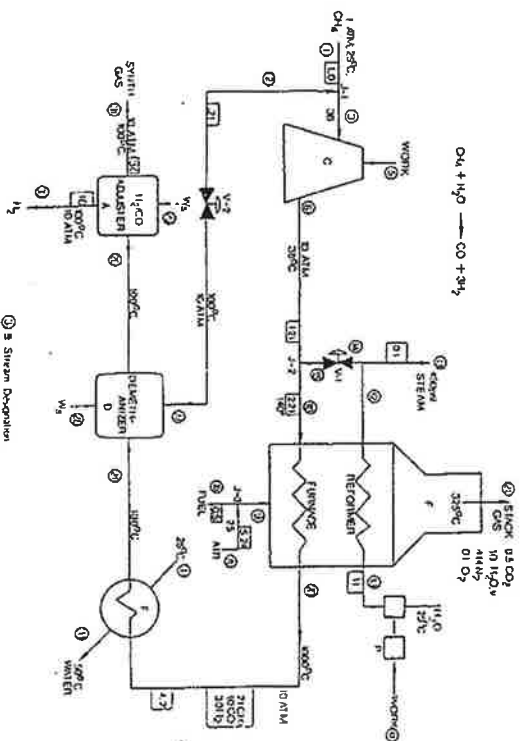


Figura 5 : Processo de reforma de metano.

PME 5202

4ª SÉRIE

6

Considere a instalação de separação e compressão dos componentes de uma mistura binária composta por H_2O -LiBr mostrada na Figura 1. Uma mistura concentrada em LiBr entra no separador, sendo aquecida pelos gases de escape de uma turbina a gás. A turbina a gás é usada para acionar um compressor que comprime o vapor de água liberado no separador, durante o processo de aquecimento da mistura pelos gases de escape da turbina a gás. Admita que a potência útil da turbina é aquela requerida pelo compressor, bem como são conhecidas as informações descritas abaixo.

Entrada no Separador:

$$T_s = 133 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$x_s = 0,5$ (relação entre massa de LiBr e massa total da mistura)

$$h_s = 286,0 \text{ kJ/kg}$$

$$s_s = 0,9728 \text{ kJ/kg K}$$

$$b_s = 594,98 \text{ kJ/kg}$$

Saída do Separador:

$$T_m = 155 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_m = 0,6$$

$$h_m = 338,4 \text{ kJ/kg}$$

$$s_m = 0,9594 \text{ kJ/kg K}$$

$$b_m = 770,67 \text{ kJ/kg}$$

Entrada do Compressor:

$x_{wv} = 0,0$ (considere que vapor de água esteja saturado na pressão do separador)

Saída do Compressor:

$$x_{wv} = 0,0$$

$$h_v = 3233 \text{ kJ/kg}$$

$$s_v = 7,348 \text{ kJ/kg K}$$

$$b_v = 1045,7 \text{ kJ/kg}$$

Temperatura Média de Aquecimento no Separador $T_m = 221 \text{ } ^\circ\text{C}$

Vazão mássica de vapor de água na saída do separador $\dot{m}_v = 2,18 \text{ kg/s}$

Condições Ambientais: $T_o = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$ e $p_o = 1 \text{ bar}$

$$\dot{W}_v = 26758 \text{ kJ/h}$$

Pede-se:

- A potência útil da turbina a gás (o produto dos rendimentos de transmissão e mecânico do compressor é 0,90);
- A taxa de transferência de calor no separador;
- Proponha uma definição de rendimento exergético para o conjunto separador e compressor, bem como para toda a instalação (incluindo a turbina a gás). Calcule os valores destes dois rendimentos, admitindo que a turbina a gás opera com rendimento térmico de 25% (assuma que a exergia química do combustível seja igual a seu poder calorífico inferior).

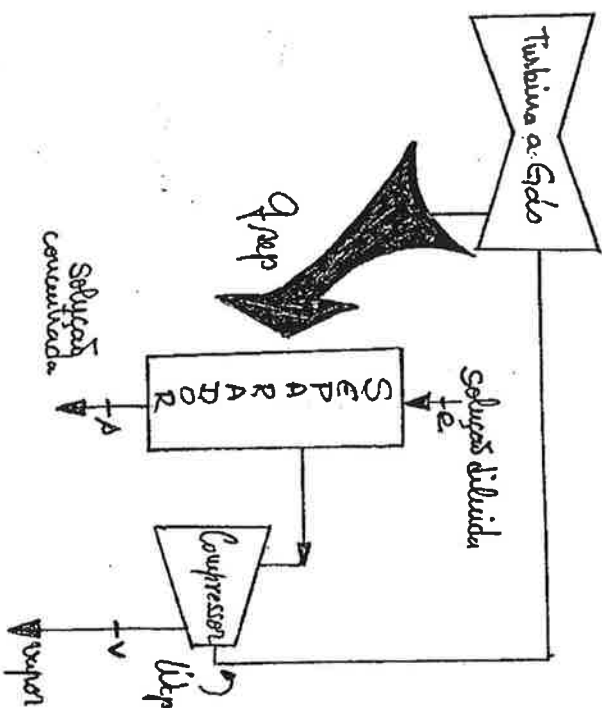


Figura 1. Instalação de separação e compressão do solvente de uma mistura binária.

7 Uma instalação de produção de hélio líquido, do tipo Linde, está mostrada na Figura 2.

Os processos existentes no ciclo são:

- 1+24 - 2 mistura do hélio gasoso e o hélio proveniente do trocador de calor E1;
- 2 - 3 compressão no compressor resfriado K;
- 3 - 4 resfriamento no trocador E1 pelo vapor de hélio proveniente do trocador E2;
- 4 - 5 + 6 extração da vazão M_5 destinada à turbina TH;
- 6 - 7 resfriamento no trocador E2;
- 7 - 8 resfriamento no trocador E3;
- 8 - 9 + 10 extração da vazão M_6 destinada à turbina TB;
- 10 - 11 resfriamento no trocador E4;
- 11 - 12 resfriamento no trocador E5;
- 12 - 13 expansão do tipo Joule-Thomson na válvula D;
- 13 - 14 + 15 separação, no separador S, do vapor de hélio e do hélio na fase líquida;
- 15 - 16 aquecimento no trocador E5;
- 16 - 17 + 18 mistura com hélio proveniente da turbina TB;
- 18 - 19 aquecimento no trocador E4;
- 19 - 20 aquecimento no trocador E3;
- 20 + 21 - 22 mistura com hélio proveniente da turbina TH;
- 22 - 23 aquecimento no trocador E2;
- 23 - 24 aquecimento no trocador E1;
- 5 - 21 expansão na turbina TH;
- 9 - 17 expansão na turbina TB.

As potências elétricas fornecidas pelas turbinas TH e TB contribuem no acionamento do compressor K.

Dados:

Estado de Referência Restrito: $P_0=1$ bar e $T_0=27^\circ\text{C}$.

Estados do hélio:

Estado	P bar	T K	h kJ/kg	s kJ/(K kg)
1	1	300,15	1573,70	31,4406
2	1	288	1510,60	31,2260
3	14	293	1540,86	25,8318
4	-	60	327,10	17,5591
8	-	15	81,047	9,8486

Estado Crítico do hélio: $P_k=2,216$ bar e $T_k=5,2$ K

Hélio saturado a 1 bar

P bar	T K	h' kJ/kg	h'' kJ/kg	s' kJ/(K kg)	s'' kJ/(K kg)
1	4,20	9,426	30,946	3,3927	8,5159

Estados do hélio relativos às pressões de 1 bar e 14 bar:

P bar	T K	h kJ/kg	s kJ/(K kg)
1	5	36,228	9,6682
1	6	42,371	10,7894
1	7	48,190	11,6869
1	8	53,825	12,4396
1	20	117,840	17,3477
1	21	123,085	17,6036
1	22	128,326	17,8474
1	23	133,562	18,0801
14	288	1514,88	25,7423

Vazão mássica de hélio no ponto 2: $M_2=0,5$ kg/s

Relações entre as vazões mássicas nas extrações: $m_5=M_2/M_2=0,25$
 $m_6=M_6/M_2=0,50$

Rendimento isotérmico do compressor: $\eta_{K_i}=0,80$

Rendimento isentrópico da turbina TH: $\eta_{TH_i}=0,85$

Rendimento isentrópico da turbina TB: $\eta_{TB_i}=0,84$

Rendimento do conjunto motor-transmissão do compressor: $\eta_{K_c}=0,94$

Rendimento do conjunto transmissão-alternador da turbina TH: $\eta_{TH_c}=0,92$

Rendimento do conjunto transmissão-alternador da turbina TB: $\eta_{TB_c}=0,92$

HIPÓTESES:

- Regime permanente;
- Todos os componentes do sistema, excetuando o compressor, são perfeitamente isolados;
- Não há perda de carga

- As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;

PEDE-SE:

- 1) Represente o ciclo termodinâmico da instalação nos diagramas T-s e p-h;
- 2) Calcule a vazão mássica de hélio liquefeito;
- 3) Calcule a energia elétrica consumida para produzir 1 kg de hélio líquido à pressão de 1 bar;
- 4) Determine o coeficiente de eficácia da instalação;
- 5) Determine o rendimento exergético da instalação.

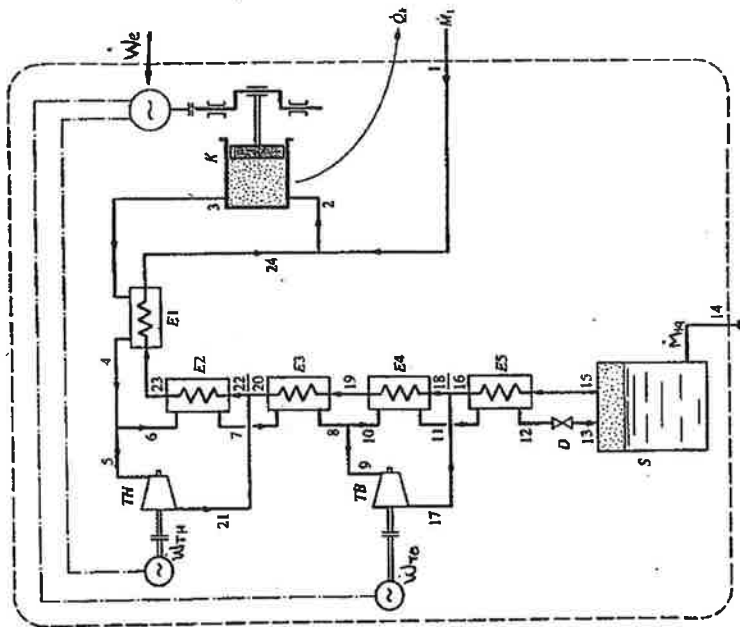
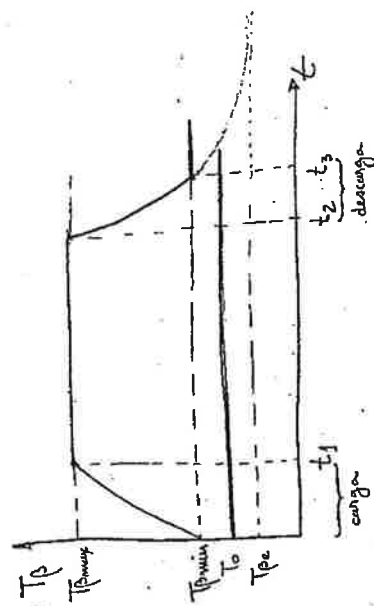
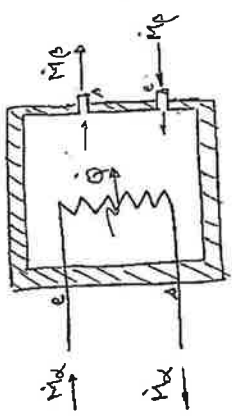


Figura 2 Instalação para Liquefação de hélio

8) Descreva a análise exérgica do reservatório térmico esquematizado abaixo, calculando η_{ex} e a exergia destruída entre $t=0$ e $t=t_3$. O fluido é H_2O e, respectivamente, os fluidos de aquecimento e resfriamento são H_2O e H_2O pelo processo de carga, manutenção de $T_p = t_c$ e descarga, mostrados a seguir. Durante a carga a taxa de transferência de calor do fluido α é uma função linear do tempo:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_0 (1 - \alpha t) \quad \text{com } \dot{Q}_0 = 14,2 \text{ kW} \\ \alpha = 0,0001 \text{ s}^{-1}$$



Conside-se

- a temperatura do fluido ρ é uniforme no interior do reservatório térmico;
- o reservatório é perfeitamente isolado;
- as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
- $T_a = 1600 \text{ K}$, $T_c = 200 \text{ K}$
- $T_{p,c} = 800 \text{ K}$
- $\dot{M} = 200 \text{ kg/h}$, durante a carga
- $T_p = 1500 \text{ K}$
- $T_{p,min} = 300 \text{ K}$ (temperatura mínima no reservatório)
- $T_{p,max} = 600 \text{ K}$
- $\dot{M} = 100 \text{ kg/h}$ (durante a descarga)
- $C_{H_2O} = 4,19 \text{ kJ/(kg.K)}$
- $t_1 = 2 \text{ h}$ (tempo de carga)