GUET / 80 / 03

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
GABINETE DE FLUIDOS E CALOR

TERMODINÂMICA APLICADA

CICLOS DE GÁS
(Problemas)

POR ISMÉNIO JÚLIO DA SILVA AZEVEDO
CLITO FÉLIX ALVES AFONSO
MANUEL VENTURA DE RESENDE CONDE
ALBINO JOSÉ PARENTE DA SILVA REIS

TURBINAS A GÁS - CICLO JOULE-BRAYTON

Problema 1: - Numa instalação de turbina a gás, a relação de pressões através do compressor é de 4 para 1 e o ar à entrada deste está a 1.013 bar e a 15°C. A temperatura máxima do ciclo é de 750°C a partir da qual há uma expansão até à pressão inicial.

PARTE I

a) Calcule o rendimento termodinâmico, a razão de trabalho e o consumo específico de gás, admitindo que o compressor e a turbina são adiabáticos.

b) Calcule a razão de pressões teóricamente máxima e o valor da mesma para o qual o consumo específico de gás é mínimo.

c) Calcule o rendimento termodinâmico e o consumo específico de gás sabendo agora que os rendimentos isentrópicos do compressor e da turbina são, respectivamente 80 e 85%.

PARTE II

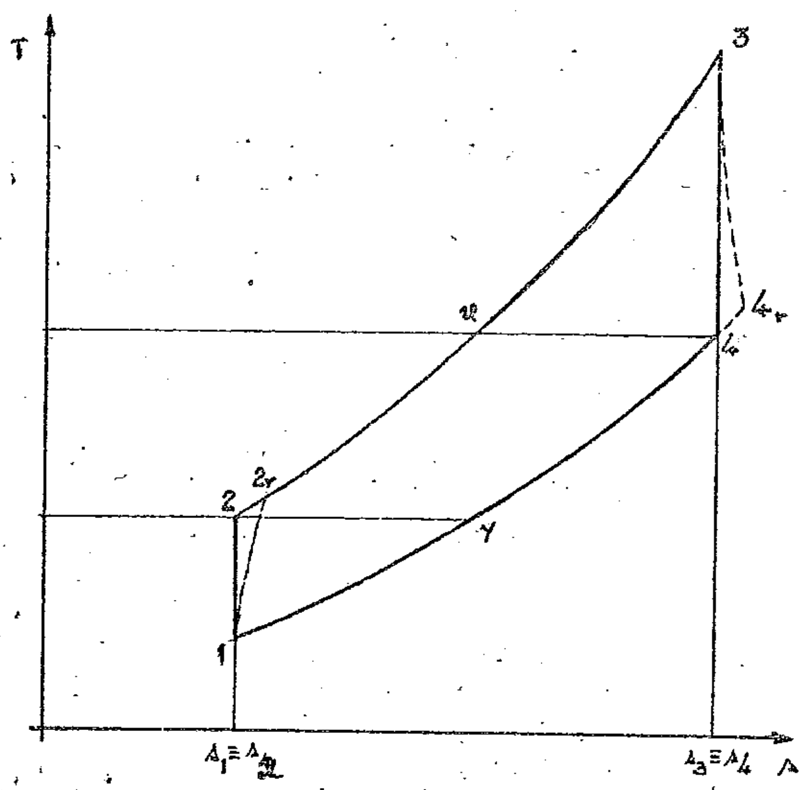
Considere que a instalação existente é benificiada com um regenerador.

d) Calcule o rendimento termodinâmico, razão de trabalho e o consumo específico de gás admitindo que a turbina e o compressor são isentrópicos e o regenerador é ideal.

e) Calcule o rendimento termodinâmico e o consumo específico de gás admitindo que os rendimentos isentrópicos do compressor e da turbina são, respectivamente, 80 e 85% e que o regenerador possui uma eficiência de 70%.

RESOLUÇÃO:

a)



Dado estarmos em presença deuma máquina que realiza o ciclo Joule-Brayton simples:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_p^{(\gamma-1)/\gamma}} = 1 - \frac{1}{4^{(0.4/1.4)}} = 0.327$$

$$\eta_t \doteq 32.7\ \%$$

$$r_w = \frac{W}{W_{exp.}} = 1 - \frac{T_1}{T_3} \times r_p^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$r_w = 1 - \frac{15 + 273.15}{750 + 273.15} \times r_p^{(0.4/1.4)} = 0.582$$

Na turbina $3 \longrightarrow 4$

$$-W_{34} = h_4 - h_3 = C_p \times (T_4 - T_3)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad T_4 = T_3 \times \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$T_4 = (750 + 273.15).(0.25)^{(0.4/1.4)} = 688.54\ ^oK$$

$$W_{34} = -1.005(688.54 - 1023.15) = 336.28\ KJ/Kg$$

No compressor $1 \longrightarrow 2$

$$-W_{12} = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad T_2 = T_1 \times \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$T_2 = 288.15 \times 4^{(0.4/1.4)} = 428.18\ ^oK$$

$$W_{12} = -1.005(428.18 - 288.15) = -140.73\ KJ/Kg$$

$$W_{ciclo} = W_{comp.} + W_{exp.} = W_{12} + W_{34}$$

$$W_{ciclo} = -140.73 + 336.28 = 195.55\ KJ/Kg$$

$$r_w = \frac{195.55}{836.28} = 0.582$$

NOTA: De realçar o facto de este valor ser bastante baixo e daí concluir-se que este ciclo é bastante sensível às irreversibilidades.

$$c.e.g. = \frac{3600}{W_{ciclo}} = \frac{3600}{195.55} = 18.41 \text{ Kg/Kw.h}$$

b)

$$r_{p\ máx.} = \left(\frac{T_3}{T_1}\right)^{(\gamma/(\gamma-1))} = \left(\frac{1023.15}{288.15}\right)^{(1.4/0.4)} = 84.36$$

NOTA: É de salientar que, utilizando esta razão de pressões, entre as referidas temperaturas, o ciclo não produz trabalho útil pois o trabalho de compressão é exactamente igual ao trabalho de expansão.

O c.e.g. é mínimo quando o trabalho produzido por ciclo é máximo, assim sendo quando:

$$r_p = \sqrt{r_p\big|_{máx.}} = \sqrt{84.36} = 9.18$$

c) Sendo o compressor irreversível ($\eta_{is} = 80\ \%$)

$$W_{12_{is.}} = -140.73 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{12_{r1}} = -140.73 / 0.8 = -175.91 \text{ KJ/Kg}$$

$$-W_{12_{r1}} = C_p(T_{2r} - T_1) \qquad T_{2r} = T_1 - \frac{W_{12}}{C_p} = 463.18\ ^oK$$

Da mesma forma para a turbina ($\eta_{is} = 85\ \%$)

$$W_{34_{is}} = 336.28 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{34_{rl}} = 336.28 \; 0.85 = 285.84 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{ciclo} = W_{12} + W_{34} = -175.91 + 285.84 = 109.93 \text{ KJ/Kg}$$

$$q_A\big|_{rl} = q_{23}\big|_{rl} = h_3 - h_{2r} = C_p(T_3 - T_{2r}) = 1.005(1023.15 - 463.18)$$

$$q_A = 562.77 \text{ KJ/Kg}$$

Finalmente:

$$\eta_t = \frac{W}{q} = \frac{109.93}{562.77} = 0.195 \qquad \eta_t = 19.5\ \%$$

$$c.e.g. = \frac{3600}{109.93} = 32.75 \text{ Kg/Kw.h}$$

NOTA: Conforme era previsível, dado o baixo valor de r_w, o rendimento diminuiu significativamente, e o c.e.g. aumentou aquando da contabilização das irreversibilidades.

d) Sendo o rendimento do regenerador unitário isso implica que:

$$T_x = T_4 \qquad e \qquad T_y = T_2$$

$$\eta_t = r_w = 1 - \frac{T_1}{T_3} \times r_p^{(\gamma-1)/\gamma} = 1 - \frac{288.15}{1023.15} \times 4^{(0.4/1.4)}$$

$$\eta_t = 0.582 \implies r_w = 0.582 \quad e \quad \eta_t = 58.2\ \%$$

Para a determinação do trabalho útil sabemos que, por definição:

$$\eta = W / q \implies W = q \times \eta$$

$$q_A = q_{x2} = h_3 - h_x = C_p(T_3 - T_x) \quad T_x = T_4 \quad \Longrightarrow \quad q_A = C_p(T_3 - T_4)$$

$$q_A = 1.005(1023.15 - 688.54) = 336.28 \text{ KJ/Kg}$$

$$W = q \times \eta = 336.28 \times 0.582 = 195.71 \text{ KJ/Kg}$$

$$c.e.g. = \frac{3600}{195.71} = 18.35 \text{ Kg/Kw.h}$$

NOTA: É de notar que a regeneração trouxe um aumento significativo no rendimento (-70 %), permanecendo, no entanto, constantes o trabalho útil e, implicitamente, o c.e.g..

e) Admitindo que $T_y = T_{2r}$ e dada a definição de eficiência do regenerador:

$$\text{reg.} = \frac{T_x - T_{2r}}{T_{4r} - T_{2r}} \qquad (1)$$

Necessitamos assim de conhecer o valor de T_{4r}

$$W_{34_{r1}} = 285.84 \text{ KJ/Kg}$$

$$-W_{34_{r1}} = h_{4r} - h_3 = C_p(T_{4r} - T_3) \quad \Longrightarrow \quad T_{4r} = T_3 - \frac{W_{34_{r1}}}{C_p}$$

$$T_{4r} = 1023.15 - \frac{285.84}{1.005}$$

$$T_{4r} = 738.73 \text{ }^oK$$

Substituindo em (1)

$$T_x = 0.7\,(738.73 - 463.18) + 463.18 = 656.07 \text{ }^oK$$

$$q_A = q_{x3} = h_3 - h_x = c_p(T_3 - T_x) = 1.005(1023.15 - 656.07)$$

$$q_A = 368.92 \text{ KJ/Kg}$$

$$\eta_t = \frac{109.93}{368.92} = 0.298 \qquad \eta_t = 29.8\ \%$$

NOTA: Reparar que a regeneração não influi nos trabalhos, tanto o produzido na turbina como o consumido no compressor e, implicitamente, não altera o trabalho útil do ciclo, limitando-se apenas a aproveitar o calor que, caso contrário, seria totalmente rejeitado (perdido) para a ambiente.

O c.e.g. também se mantem constante dado o mesmo acontecer ao trabalho útil, daí que:

$$c.e.g. = 32.75^{*} \text{ Kg/Kw.h}$$

* (determinado na alínea c)

PROBLEMA 2: - Considere uma instalação de turbina a gás em circuito aberto nas mesmas condições do problema 1 (parte I) em que tanto a compressão como a expansão são realizadas em dois estágios (andares) com arrefecimento e aquecimento intermédios respectivamente.

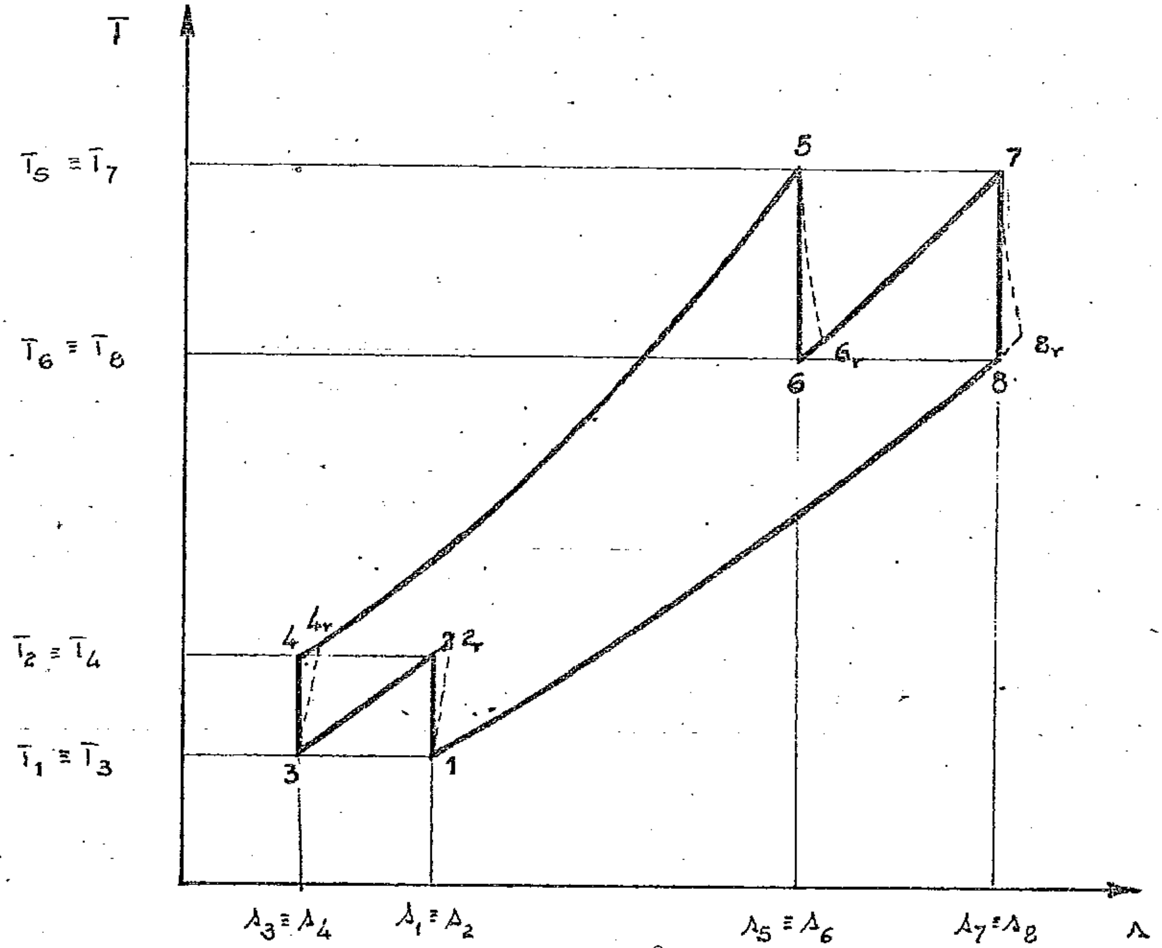
a) Escolha as pressões intermédias de forma a obter uma razão de trabalho máxima.

b) Calcule o rendimento térmico, a razão de trabalho e o consumo específico de gás.
Admita que, a temperatura do ar na admissão do compressor do 2º andar é igual à temperatura no ponto correspondente do compressor do 1º andar; a temperatura do fluído de trabalho na entrada da turbina de alta-pressão (AP) é igual à temperatura do mesmo à entrada da turbina de baixa-pressão (BP). Admita também que os compressores e as turbinas são adiabáticos.

c) Calcule o rendimento térmico, a razão de trabalho, e o consumo específico de gás, sabendo que a instalação foi beneficiada com a implantação de um regenerador ideal.

d) Calcule o rendimento térmico e o consumo específico de gás para a mesma instalação considerando agora que os rendimentos isentrópicos dos compressores e das turbinas são, respectivamente, 80 e 85 % e sabendo que o regenerador possui uma eficiência de 70 %.

RESOLUÇÃO:



a) A razão de trabalho será máxima quando o trabalho útil do ciclo for máximo e este é, por sua vez, máximo quando:

$$r_{p_i} = \sqrt[n]{r_p} \qquad n = \text{nº de andares}$$

Com n = 2 $\quad r_{p_i} = \sqrt[2]{4} = 2 \qquad \dfrac{p_2}{p_1} = \dfrac{p_4}{p_3} = 2 = \dfrac{p_5}{p_6} = \dfrac{p_7}{p_8}$

b) Calculo do trabalho de compressão:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad T_4 = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

Como: $\quad T_1 = T_3 \quad$ e $\quad \dfrac{p_2}{p_1} = \dfrac{p_4}{p_3}$

$$T_2 = T_4 = 288.15 \times 2^{(0.4/1.4)} = 351.26\ ^{o}K$$

$$W_{comp.} = W_{12} + W_{34}$$

$$\left.\begin{array}{l} -W_{12} = h_2 - h_1 = Cp\ (T_2 - T_1) \\ -W_{34} = h_4 - h_3 = C_p\ (T_4 - T_3) \end{array}\right| \quad e \quad T_1 = T_3\ ;\ T_2 = T_4$$

$$W_{comp.} = -2 \times C_p \times (T_2 - T_1) = -2 \times 1.005 \times (351.26 - 288.15)$$

$$W_{comp.} = -126.85 \ \ KJ/Kg$$

Calculo do trabalho de expansão:

Da mesma forma como foi mostrado para a compressão conclui-se que:

$$T_6 = T_8 = T_5 \left(\frac{p_6}{p_5}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 1023.15 \times 0.5^{(0.4/1.4)}$$

$$T_6 = T_8 = 839.33\ ^{o}K$$

como $W_{56} = W_{78}$

$$W_{exp.} = 2 \times W_{56} = -2 \times C_p \times (T_6 - T_5) = -2 \times 1.005 \times (839.33 - 1023.15)$$

$$W_{exp.} = 369.48 \quad KJ/Kg$$

$$W_{útil} = W_{comp.} + W_{exp.} = -126.85 + 369.48 = 242.63 \; KJ/Kg$$

NOTA: É de notar que o trabalho de compressão diminuiu em 10 % e o trabalho de expansão aumentou de 12 % em relação ao correspondente ciclo de um só andar entre as mesmas pressões (problema 1-a). Conclui-se assim da vantagem e do arrefecimento intermédios, note-se, no entanto, que estes resultados na prática não são tão favoráveis pois é difícil (se não mesmo económicamente impossível) conseguir realizar a condição imposta no problema de $T_3 = T_1$.

$$q_A = q_{45} + q_{67} = C_p \times \left[(T_5 - T_4) + (T_7 - T_6)\right]$$

$$q_A = 1.005 \times \left[(1023.15 - 351.26) + (1023.15 - 839.33)\right]$$

$$q_A = 860.00 \quad KJ/Kg$$

$$\eta_t = \frac{W}{q_A} = \frac{242.63}{860.00} = 0.282 \qquad \eta_t = 28.2 \, \%$$

$$r_W = \frac{W_{útil}}{W_{exp.}} = \frac{242.63}{369.48} = 0.657$$

$$c.e.g. = \frac{3600}{242.63} = 14.8 \quad Kg/Kw.h$$

NOTA: Apesar da diminuição do rendimento do ciclo (teórico) dado o aumento significativo da quantidade de calor fornecida ao ciclo, verifica-se um aumento da razão de trabalho e uma diminuição do c.e.g. devidos ao aumento do trabalho útil do do ciclo que são factores importantes aquando da realiza ção prática do ciclo, i.e. , com a utilização do arrefecimento e do aquecimento intermédios o ciclo torna-se menos sensível às irreversibilidades e a instalação é bastante mais pequena para a mesma potência instalada o que leva a um investimento de capital mais pequeno.

c) Como foi visto na alínea b) a utilização da compressão e expansão por andares com arrefecimentos e aquecimentos intermédios, respectivamente, traz vantagens nítidas para a razão de trabalho e para o c.e.g., o mesmo já não acontece com o rendimento. Se a este sistema associarmos a regeneração conseguimos que, para além do já obtido, também haja um acréscimo do rendimento térmico, dado que só desta forma se consegue diminuir a quantidade de calor que é necessário fornecer ao ciclo.

Como já foi verificado (problema 1-d) a regeneração não influi na razão de trabalho nem no consumo específico de gás e o rendimento passa a ter o valor da razão de trabalho. (os compressores e as turbinas são adiabáticos).

$r_w = 0.657$ c.e.g. = 14.8 Kg/Kw.h

$\eta_t = 0.657$ $\eta_t = 65.7\ \%$

d) $W_{comp.} = W_{12} + W_{34}$

$$W_{comp}\Big|_{rl} = \frac{W_{12}\big|_{is}}{0.8} + \frac{W_{34}\big|_{is}}{0.8} = (W_{12} + W_{34})/\ 0.8$$

$$W_{comp}\Big|_{rl} = 2 * W_{12}\Big|_{is} / 0.8 = -126.85 / 0.8 = -158.56 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{exp._{rl}} = W_{exp_{is}} \times 0.85$$

$$W_{exp._{rl}} = 369.47 \times 0.85 = 314.06 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{rl} = W_{comp._{rl}} + W_{exp._{rl}} = -158.56 + 314.06$$

$$W_{rl} = 155.50 \text{ KJ/Kg}$$

$$q_A = (h_5 - h_x) + (h_7 - h_{6r}) = C_p \times (T_5 - T_x) + C_p \times (T_7 - T_{6r})$$

$$q_A = C_p \times (2T_5 - T_x - T_{6r}) \qquad (1)$$

$$-W_{56} = C_p \times (T_6 - T_5) \qquad W_{56} = -1.005(839.33 - 1023.15) = 184.74 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{56r} = W_{56} \times 0.85 = 184.74 \times 0.85 = 157.03 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{56r} = C_p \times (T_{6r} - T_5) \qquad T_{6r} = T_5 - \frac{W_{56r}}{C_p}$$

$$T_{6r} = T_{8r} = 1023.15 - \frac{157.63}{1.005} = 866.90 \ ^oK$$

$$W_{34} = -C_p \times (T_4 - T_3) = -1.005 \times (351.26 - 288.15) = -63.43 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{34r} = W_{34}/0.8 = -63.43/0.8 = -79.29 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{34r} = -C_p \times (T_{4r} - T_3) \qquad T_{4r} = T_3 - \frac{W_{34r}}{C_p}$$

$$T_y = T_{2r} = T_{4r} = 288.15 - \frac{-79.29}{1.005} = 367.05\ ^oK$$

Da definição de eficiência do regenerador concluimos que:

$$0.7 = \frac{T_x - T_{4r}}{T_{8r} - T_{4r}} \qquad \text{como } T_{4r} = T_y$$

$$T_x = (T_{8r} - T_{4r}) \times 0.7 + T_{4r} = (869.90 - 367.05)\ 0.7 + 367.05$$

$$T_x = 716.95\ ^oK$$

Assim substituindo em (1) vem:

$$q_A = 1.005 \times (2 \times 1023.15 - 716.95 - 866.90) = 462.45 \text{ KJ/Kg}$$

Finalmente temos para o rendimento:

$$\eta_t = \frac{W}{q_A} = \frac{155.50}{462.45} = 0.336 \qquad \eta_t = 33.6\ \%$$

$$\text{c.e.g.} = \frac{3600}{155.50} = 23.15 \text{ Kg/Kw.h}$$

NOTA: Reparar que o rendimento desta instalação é já idêntico ao correspondente com um só andar, no entanto, realce-se o consumo específico de gás que agora é muito mais baixo.

——— o O o ———

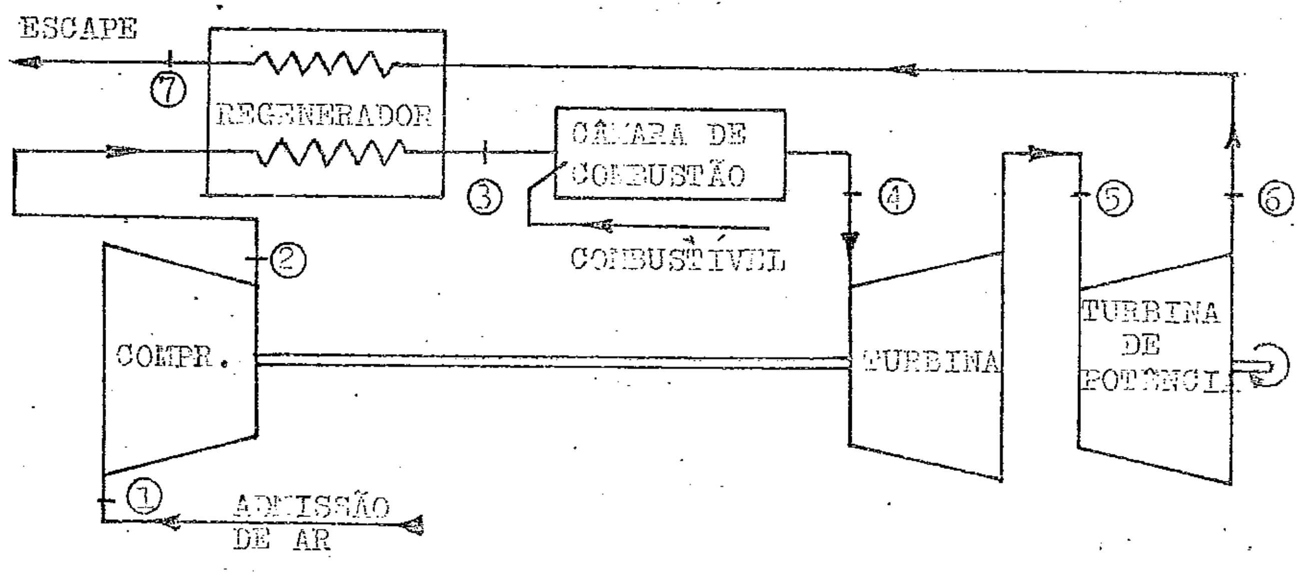
PROBLEMA 3: - O esquema representa uma instalação de turbina a gás para a tracção automóvel (como motor de um veículo). O gás expande-se na primeira turbina até uma pressão tal que a potência produzida é a necessária para accionar o compressor. De seguida o gás expande-se na segunda turbina, que está ligada às rodas motrizes e é independente do grupo turbo-compressor, até à pressão atmosférica. Considerando que o fluido de trabalho é o ar, através de todo o ciclo, e admitindo que os processos são ideais:

a) Represente o ciclo no diagrama T-s.

b) Calcule a pressão no ponto 5.

c) Calcule o trabalho líquido por Kg de ar e o caudal mássico do mesmo.

d) Calcule a temperatura no ponto 3 e o rendimento térmico do ciclo.

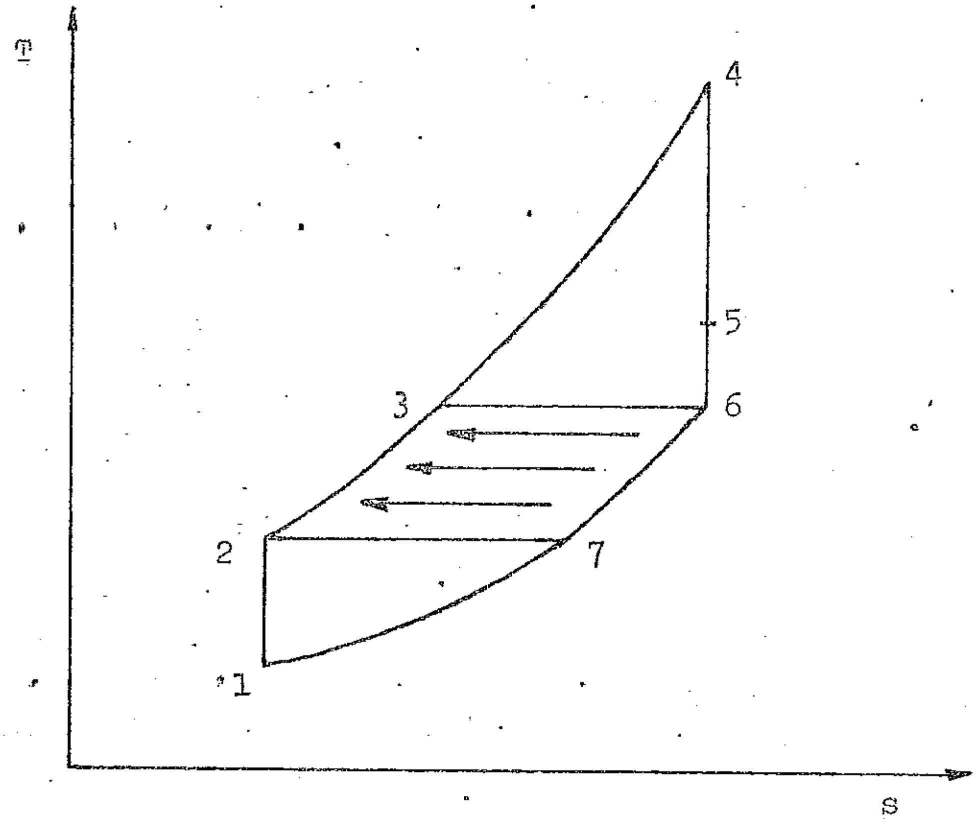


$p_1 = 1.03\ \text{Kgf/cm}^2$ $\qquad p_2/p_1 = 4.0$ $\qquad \dot{W}_{liq.} = 200\ \text{hp}$

$T_1 = 27\ ^\circ C$ $\qquad p_7 = 1.03\ \text{Kgf/cm}^2$ $\qquad T_4 = 927\ ^\circ K$

RESOLUÇÃO:

a)



b)

$$
\left.\begin{array}{l}
W_{45} = - C_p\ (T_5 - T_4) \\
W_{12} = - C_p\ (T_2 - T_1) \\
W_{45} = - W_{12}
\end{array}\right| \Longrightarrow \quad - C_p\ (T_5 - T_4) = C_p\ (T_2 - T_1)
$$

$$T_5 = T_4 - T_2 + T_1$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad T_2 = T_1 \times \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$T_5 = T_4 - T_1 \times \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} + T_1$$

$$T_5 = T_4 + T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]$$

$$T_5 = (927 + 273.15) + (27 + 273.15)\left[1 - 4^{(0.4/1.4)}\right]$$

$$T_5 = 1054.29\ ^{o}K$$

$$\frac{p_5}{p_4} = \left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \qquad p_5 = p_4 \times \left(\frac{T_5}{T_4}\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$p_4 = p_2 = p_1 \times 4.0 = 1.03 \times 10^5 \times 4 \ \ N/m^2$$

$$p_5 = 4.12 \times 10^5 \times \left(\frac{1054.29}{1200.15}\right)^{1.4/0.4} = 2.62 \times 10^5 \ \ N/m^2$$

c) $W_{liq.} = - C_p \ (T_6 - T_5)$

$$\frac{T_6}{T_5} = \left(\frac{p_6}{p_5}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad T_6 = T_5 \times \left(\frac{p_6}{p_5}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$p_6 = p_1 = 1.03 \times 10^5 \qquad T_6 = 1054.29 \times \left(\frac{1.03}{2.62}\right)^{(0.4/1.4)}$$

$$T_6 = 807.46\ ^{o}K$$

$$W_{liq.} = - 1.005 \times (807.46 - 1054.29) = 248.06 \ \ KJ/Kg$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_{liq.}}{W_{liq.}} = \frac{200 \times 75 \times 9.8}{1000 \times 248.06} = 0.59 \ \ Kg/s$$

d)

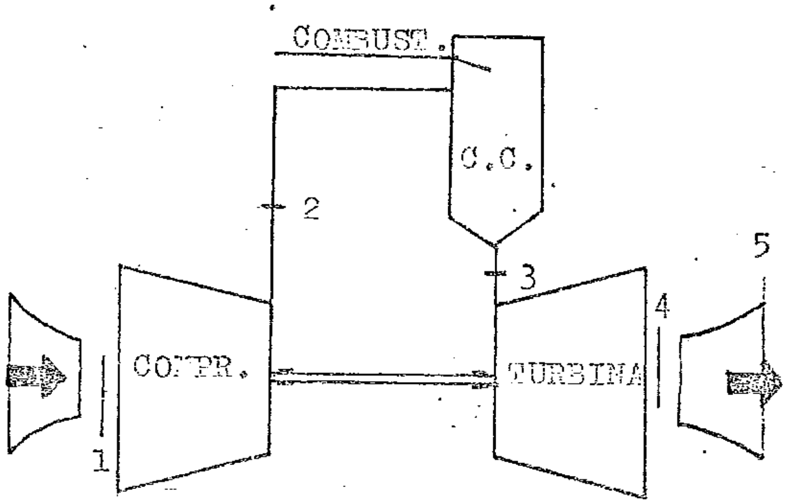
Se os processos são todos ideais quer dizer que a eficiência do regenerador é unitária, ou seja, que

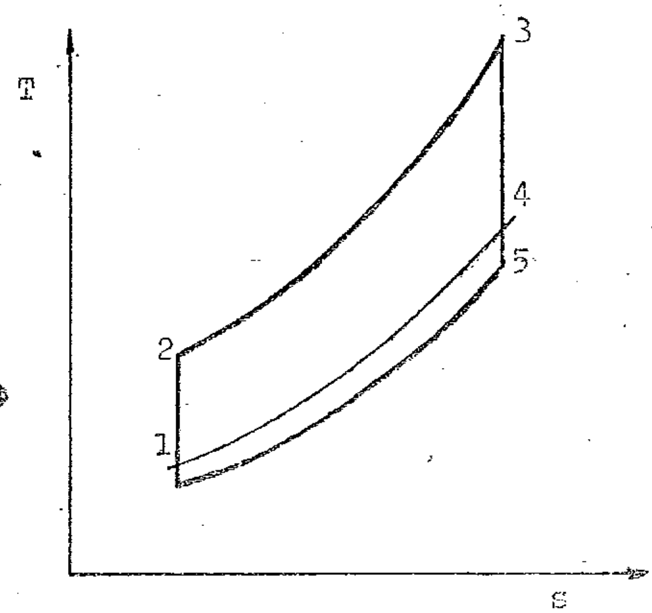
$$T_3 = T_6 = 807.46 \ {}^oK$$

$$\eta_t = \frac{W_{útil}}{q_A} = \frac{248.06}{C_p \times (T_4 - T_3)} = \frac{248.06}{1.005 \times (1200.15 - 807.46)}$$

$$\eta_t = 0.629 \qquad\qquad \eta_t = 62.9 \ \%$$

PROBLEMA 4: - Considere uma instalação de turbina a gás, em que o fluido de trabalho é o ar, para a propulsão a jacto como a representada no esquema. A pressão e a temperatura à entrada do compressor são, respectivamente, 1.03 Kgf/cm^2 e 15 ^oC. A razão de pressões do ciclo é de 6 e a temperatura à entrada da turbina é de 1100^oC. O ar ao sair da turbina encontra o bocal e expande-se até à pressão de 1.03 Kgf/cm^2. Calcule a velocidade de saída do ar no bocal.





$$W_{comp} = - C_p \, (T_2 - T_1)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad T_2 = T_1 \times \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$T_2 = 288.15 \times 6^{0.4/1.4} = 480.77 \ ^{o}K$$

$$W_{comp.} = -1.005 \times (480.77 - 288.15) = -193.58 \ KJ/Kg$$

$$W_{exp} = W_{34} = -W_{comp.}$$

$$W_{34} = 193.58 = -C_p \times (T_4 - T_3) \qquad T_4 = T_3 - \frac{W_{34}}{C_p}$$

$$T_4 = 1373.15 - \frac{193.58}{1.005} = 1180.53 \ ^{o}K$$

Aplicando a 1ª Lei: $h_4 = h_5 + \frac{V_5^2}{2}$

$$V_5 = \sqrt{2 \times C_p \times (T_4 - T_5)}$$

$$\frac{T_5}{T_3} = \left(\frac{p_5}{p_3}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \qquad T_5 = T_3 \times \left(\frac{p_5}{p_3}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$T_5 = 1373.15 \times (1/6)^{0.4/1.4} = 823.00 \ ^{o}K$$

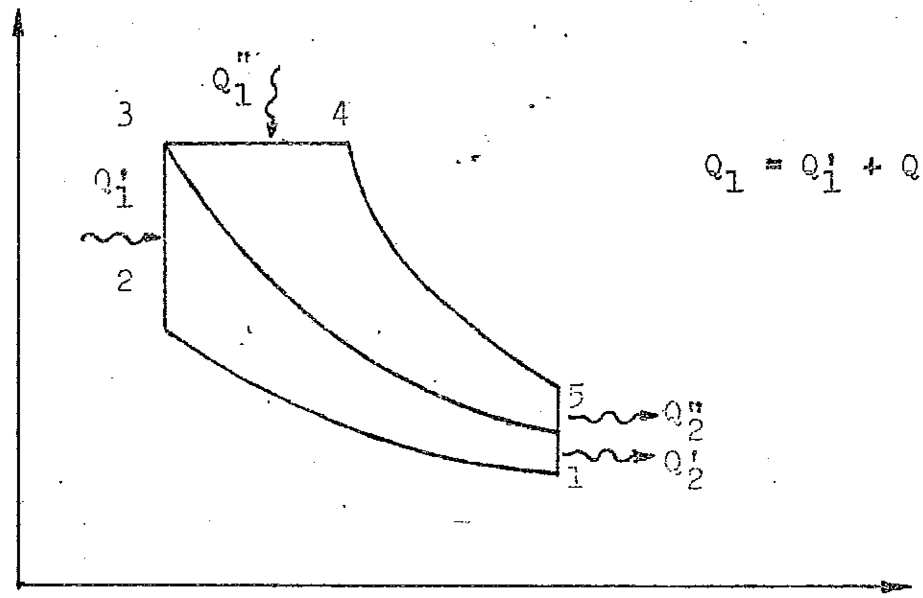
$$V_5 = \sqrt{2 \times 1.005 \times (1180.53 - 823.00) \times 1000} = 847.7 \ m/s$$

PROBLEMA 5: - Considere um ciclo mixto ou de Sabathiée em que a quantidade de calor fornecida ao ciclo a volume constante vale Q_1' e a fornecida a pressão constante Q_1''.

Sendo $\alpha = \dfrac{Q_1'}{Q_1' + Q_1''}$ demonstre que o rendimento do ciclo Sabathiée pode ser expresso pela seguinte expressão:

$$\eta_s = \alpha\eta_0 + (1-\alpha)\,\eta_D$$

RESOLUÇÃO:



$$Q_1 = Q_1' + Q_1''$$

$$\eta_0 = \frac{W}{Q_1'} = \frac{Q_1' - Q_2'}{Q_1'} = 1 - \frac{Q_2'}{Q_1'}$$

$$\alpha = Q_1' / Q_1 \qquad Q_1' = \alpha \times Q_1$$

$$\Rightarrow \quad \eta_0 = 1 - \frac{Q_2'}{\alpha Q_1}$$

$$Q_2' = \alpha Q_1 \times (1 - \eta_0)$$

$$\eta_D = \frac{Q_1'' - Q_2''}{Q_1''} = 1 - \frac{Q_2''}{Q_1''}$$

$$Q_1'' = Q_1 - Q_1' = (1-\alpha)\times Q_1$$

$$\Rightarrow \quad \eta_D = 1 - \frac{Q_2''}{(1-\alpha)\times Q_1}$$

$$Q_2'' = (1-\alpha)\times Q_1 \times (1-\eta_D)$$

Substituindo no rendimento do ciclo mixto vem

$$\eta_S = \frac{W_u}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$$

$$\eta_S = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2' + Q_2''}{Q_1}$$

$$\eta_S = 1 - \left[\frac{\alpha Q_1 \times (1-\eta_O) + (1-\alpha) Q_1 (1-\eta_D)}{Q_1}\right]$$

$$\eta_S = 1 - \left[\alpha - \alpha\eta_O + (1-\alpha) - (1-\alpha)\eta_D\right]$$

$$\eta_S = \cancel{1} - \cancel{\alpha} + \alpha\eta_O - \cancel{1} + \cancel{\alpha} + (1-\alpha)\eta_D$$

$$\eta_S = \eta_O + (1-\alpha)\eta_D$$

PROBLEMA 6: - Um motor a 4 tempos de 6 cilindros funciona segundo um ciclo de Sabathiée com uma taxa de compressão de 12. A temperatura e pressão no início da compressão são, respectivamente, 325.15 °K e 9.45×10^4 N/m^2. Considere que os índices politrópicos de expansão e de compressão são iguais entre si e valem 1.32 e que a fracção do combustível queimado, de poder calorífico inferior igual a 4.1×10^4 KJ/Kg, é de 40 % para a fase a volume constante. Assuma que o fluído de trabalho é o ar (gás perfeito) para o qual

$$C_p = 1.005 \text{ KJ/Kg °K} \quad \text{e} \quad C_v = 0.718 \text{ KJ/Kg °K}$$

e que o rendimento volumétrico do motor é unitário.

Sabendo que as dimensões dos cilcindros são

DxC = 130 x 135 mm (Diâmetro x Curso)

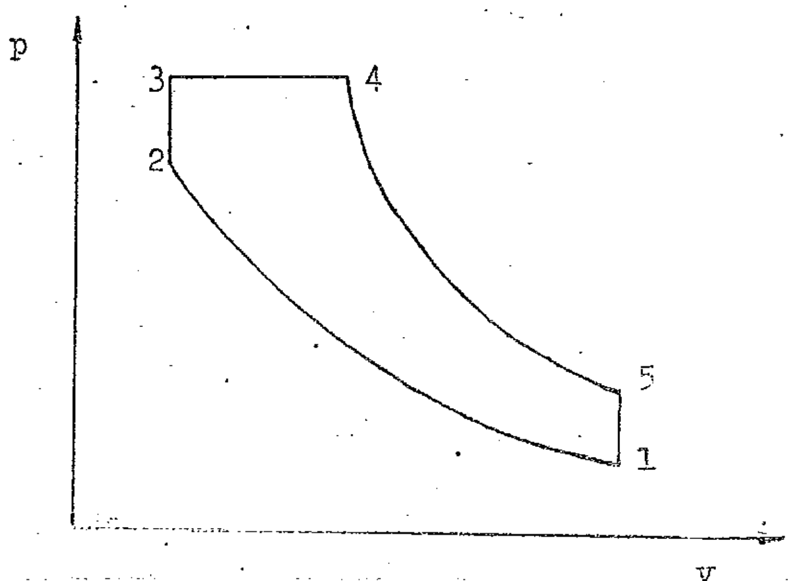
e que quando o motor roda a 2600 r.p.m. ele consome 20 Kg/h, calcule:

a) Quantidade de calor fornecida por Kilograma de ar aspirado.

b) A pressão e temperatura em todos os pontos do ciclo.

c) O trabalho realizado por ciclo, o rendimento e a potência do motor.

d) A pressão média efectiva do motor (ciclo) em causa.



RESOLUÇÃO:

a) Quantidade de combustível usada por ciclo e por cilindro:

$$M_{comb.} = \frac{20}{60 \times \frac{2600}{2} \times 6} = 4.27 \times 10^{-5} \text{ Kg}$$

A massa de ar aspirada por cilindro e por ciclo (sendo $\eta_v = 1$) vale:

$$p_1 \times v_1 = m \times r \times T_1 \qquad m = \frac{p_1 \times v_1}{r \times T_1}$$

$$v_1 = \frac{0.130^2}{4} \times \pi \times 0.135 = 1.79 \times 10^{-3} \ m^3$$

$$r = C_p - C_v = 1.005 - 0.718 = 0.287 \ \text{KJ/Kg} \ ^oK$$

$$m_{ar} = \frac{9.45 \times 10^4 \times 1.79 \times 10^{-3}}{0.287 \times 10^3 \times 325.15} = 1.81 \times 10^{-3} \ \text{Kg}$$

A quantidade de calor fornecida por cilindro e por ciclo é:

$$q_{cil.} = 4.27 \times 10^{-5} \times 4.1 \times 10^4 = 1.75 \ \text{KJ}$$

A quantidade de calor por unidade de massa de ar aspirado virá, finalmente:

$$q = \frac{1.75}{1.81 \times 10^{-3}} = 966.85 \ \text{KJ/Kg}$$

b)

PONTOS	1	2	3	4	5
PRESSÃO (N/m^2)	9.45×10^4	2.51×10^6	4.39×10^6	4.39×10^6	2.71×10^5
TEMPER. (^oK)	325.15	720.15	1258.79	1836.01	934.28

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K-1} \qquad T_2 = T_1 \times \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{K-1} = 325.15\times12^{0.32}$$

$$T_2 = 720.15 \quad {}^oK$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^K \qquad p_2 = p_1\times\left(\frac{v_1}{v_2}\right)^K = 9.45\times10^4\times12^{1.32}$$

$$p_2 = 2.51\times10^6 \quad N/m^2$$

$$q_{32} = C_v\times(T_3 - T_2)$$

$$T_3 = T_2 + \frac{q_{32}}{C_v}$$

$$q_{32} = 0.4\times966.85$$

$$= 386.74 \ KJ/Kg$$

$$T_3 = 720.15 + \frac{386.74}{0.718} = 1258.79 \ {}^oK$$

$$\frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2} \qquad p_3 = p_2\times\frac{T_3}{T_2} = 2.51\times10^6\times\frac{1258.79}{720.15}$$

$$p_3 = 4.39\times10^6 \quad N/m^2$$

$$q_{34} = C_p\,(T_4 - T_3)$$

$$q_{34} = 966.85 - 386.74 \qquad\qquad T_4 = T_3 + \frac{q_{34}}{C_p}$$

$$= 580.11 \text{ KJ/Kg}$$

$$T_4 = 1258.79 + \frac{580.11}{1.005} = 1836.01\ ^oK$$

NOTA: Reparar que esta é a temperatura máxima do ciclo e é substancialmente superior à máxima temperatura que era admissível no ciclo de Joule-Brayton.

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{K-1} \qquad T_5 = T_4 \times \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^{K-1} = T_4 \times \left[\frac{v_4}{v_3} \times \frac{v_3}{v_5}\right]^{K-1}$$

$$\frac{v_4}{v_3} = \frac{T_4}{T_3} = \frac{1836.01}{1258.79} = 1.459$$

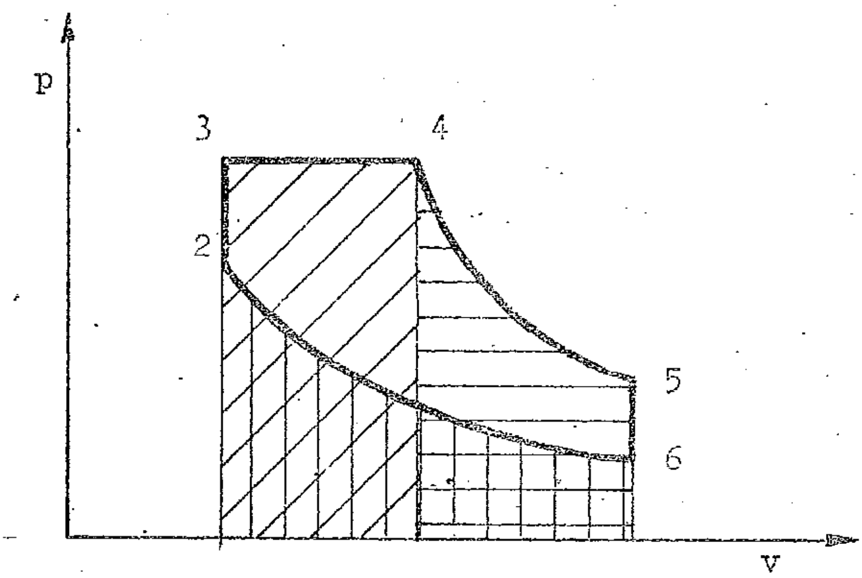
$$\frac{v_3}{v_5} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{12} = 0.083$$

$$T_5 = 1836.01 \times (1.459 \times 0.083)^{0.32} = 934.28\ ^oK$$

$$\frac{p_5}{p_4} = \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^K \qquad\qquad p_5 = p_4 \times \left(\frac{v_4}{v_5}\right)^K$$

$$p_5 = 4.39 \times 10^6 \times (1.459 \times 0.083)^{1.32} = 2.71 \times 10^5 \ \ N/m^2$$

c) Caso as evoluções de compressão e de expansão fossem isentrópicas, i.e., adiabáticas o trabalho útil seria directamente calculado através do balanço das quantidades de calor fornecido e retirado ao ciclo. Neste caso, como as evoluções são politrópicas, existe calor libertado durante a compressão e expansão e assim o trabalho útil apenas poderá ser calculado através da área do trabalho útil.



$$W = W_{12} + W_{34} + W_{45}$$

$$W = p_4 \times (v_4 - v_3) + \frac{p_5 \times v_5 - p_4 \times v_4}{1 - K} + \frac{p_2 \times v_2 - p_1 \times v_1}{1 - K}$$

$$W = r(T_4 - T_3) + r \times \frac{(T_5 - T_4)}{1 - K} + r \times \frac{(T_2 - T_1)}{1 - K}$$

$$W = r \times \left[(T_4 - T_3) + \frac{(T_5 - T_4) + (T_2 - T_1)}{1 - K} \right]$$

$$W = 0.287 \left[(1836.01 - 1258.79) + \frac{(934.28 - 1836.01) + (726.15 - 325.15)}{1 - 1.32} \right]$$

$$W = 0.287 \times (577.22 + 1583.53) = 620.14 \text{ KJ/Kg}$$

Virá para o trabalho por cilindro:

$$W' = W \times m_{ar} = 620.14 \times 1.81 \times 10^{-3} = 1.12 \text{ KJ}$$

$$\eta = \frac{1.12}{1.75} = 0.64 \qquad \eta = 64.0 \%$$

$$\dot{W} = 6 \times W' \times \frac{2600}{2\ 60} = 6 \times 1.12 \times \frac{2600}{120} = 145.6 \text{ Kw}$$

(198.00 hp)

d)

$$W = p_{m.e.} \times (v_1 - v_2)$$

$$v_2 = \frac{r \times T_2}{p_2} = \frac{0.287 \times 10^3 \times 720.15}{2.51 \times 10^6} = 0.0823 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$v_1 = \frac{r \times T_1}{p_1} = \frac{0.287 \times 10^3 \times 325.15}{9.45 \times 10^4} = 0.988 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

ou

$$v_1 = \frac{V_1}{m_{ar}} = \frac{1.79 \times 10^{-3}}{1.81 \times 10^{-3}} = 0.988 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$p_{m.e.} = \frac{W}{(v_1 - v_2)} = \frac{620.14 \times 10^3}{(0.988 - 0.0823)}$$

$$p_{m.e.} = 6.85\ 10^5 \text{ N/m}^2$$

PROBLEMA 7: - Considere um ciclo OTTO e um ciclo DIESEL, com taxas de compressão de, respectivamente, 8 e 22, em que o ponto de início da compressão é igual para ambos ($1.01\ 10^5\ N/m^2$; 303.15 ^oK)e em que as compressões e expansões são isentrópicas, sendo o fluido de trabalho o ar, considerado gás perfeito.
Sabendo que a temperatura máxima do ciclo OTTO vale 1570 ^oK e que a quantidade de calor fornecido ao ciclo DIESEL é 80 % da fornecida ao ciclo OTTO, calcule:

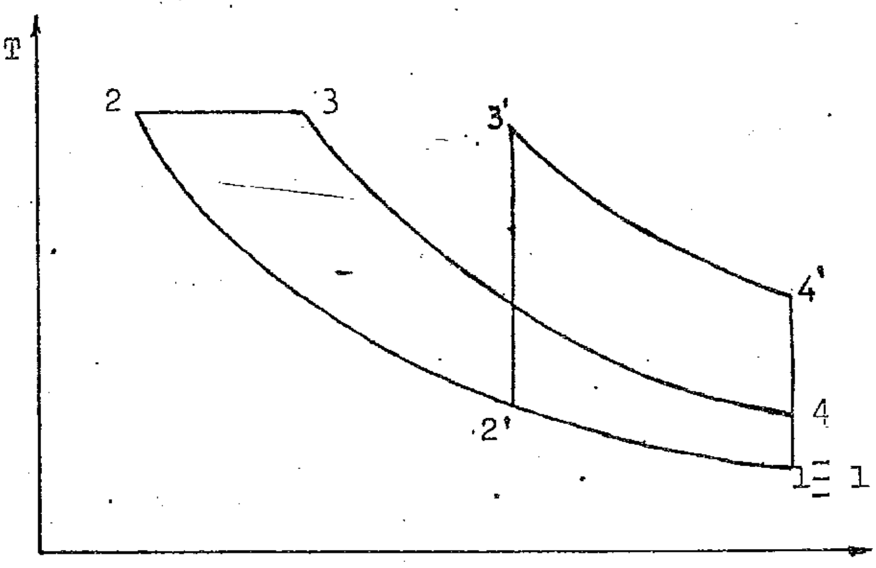
a) A temperatura máxima do ciclo DIESEL e a razão de corte deste ciclo.

b) A relação existente entre os rendimentos dos 2 ciclos.

c) O trabalho útil de cada ciclo.

d) A pressão média efectiva de cada ciclo.

RESOLUÇÃO:



a) $\frac{T_{2'}}{T_{1'}} = \left(\frac{v_{1'}}{v_{2'}}\right)^{k-1}$ $\quad T_{2'} = T_{1'} * \left(\frac{v_{1'}}{v_{2'}}\right)^{k-1}$

$$T_{2'} = 303.15 \times 8^{0.4} = 696.46\ ^oK$$

$$q_A\big|_{OTTO} = q_{2'3'} = C_v \times (T_{3'} - T_{2'}) = 0.718 \times (1570 - 696.46)$$

$$q_{2'3'} = 672.20 \quad KJ/Kg$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \qquad T_2 = T_1 \times \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}$$

$$T_2 = 303.15 \times 22^{0.4} = 1043.82 \ ^oK$$

$$q_A\big|_{DIESEL} = q_{23} = C_p \times (T_3 - T_2)$$

$$q_{23} = 0.8 \times q_{2'3'} \qquad T_3 = T_2 + \frac{q_{23}}{C_p}$$

$$T_3 = 1043.82 + \frac{0.8 \ 672.20}{1.005} = 1578.90 \ ^oK$$

$$r_c = \frac{v_3}{v_2} = \frac{T_3}{T_2} = \frac{1578.90}{1043.82} = 1.51$$

b) $\eta_{OTTO} = 1 - (1/\varepsilon')^{\gamma-1}$ $\qquad \varepsilon' = V_{1'}/V_{2'} = 8$

$$\eta_{OTTO} = 1 - (1/8)^{0.4} = 0.567 \qquad {}_{OTTO} = 56.7 \ \%$$

$$\eta_{DISEL} = 1 - (1/\varepsilon)^{\gamma-1} \times \left[\frac{r_c^{\gamma} - 1}{\gamma \times (r_c - 1)}\right]$$

$$\eta_{DIESEL} = 1 - (1/22)^{0.4} \times \left[\frac{1.51^{1.4} - 1}{1.4 \ (1.51 - 1)}\right] = 0.682$$

$$\frac{\eta_{DIESEL}}{\eta_{OTTO}} = \frac{0.682}{0.567} = 1.20$$

O rendimento do ciclo Diesel é superior em 20 % ao rendimento do ciclo OTTO nas condições dadas.

c) $W_{út._{OTTO}} = \eta \times q_{23'} = 0.567 \times 672.20 = 381.14$ KJ/Kg

$W_{út._{DIESEL}} = \eta \times q_{23} = 0.682 \times 0.8 \times 672.20 = 458.44$ KJ/Kg

d) $p_{m.e.} = \dfrac{W}{(v_1 - v_2)}$

$p_{1'} \times v_{1'} = r \times T_{1'}$ $\qquad v_{1'} = \dfrac{r \times T_{1'}}{p_{1'}} = \dfrac{0.287 \times 10^3 \times 303.15}{1.01 \times 10^5} = 0.86\ m^3/Kg$

$\dfrac{p_{2'}}{p_{1'}} = (\dfrac{v_{1'}}{v_{2'}})^k$ $\qquad p_{2'} = p_{1'} \times (\dfrac{v_{1'}}{v_{2'}})^k = 1.01 \times 10^5 \times 8^{1.4} = 1.86 \times 10^6\ N/m^2$

$v_{2'} = \dfrac{r \times T_{2'}}{p_{2'}} = \dfrac{0.287 \times 10^3 \times 696.46}{1.86 \times 10^6} = 0.11\ m^3/Kg$

$$p_{m.e._{OTTO}} = \frac{381.14 \times 10^3}{(0.86 - 0.11)} = 5.08 \times 10^5\ N/m^2$$

$p_2 = p_1 \times (\dfrac{v_1}{v_2})^k = 1.01 \times 10^5 \times 22^{1.4} = 7.65 \times 10^6\ N/m^2$

$v_2 = \dfrac{r \times T_2}{p_2} = \dfrac{0.287 \times 10^3 \times 1043.82}{7.65 \times 10^6} = 0.039\ m^3/Kg$

$$p_{m.e._{DIESEL}} = 362.99 \times 10^3/(0.86 - 0.039) = 4.42 \times 10^5\ N/m^2$$

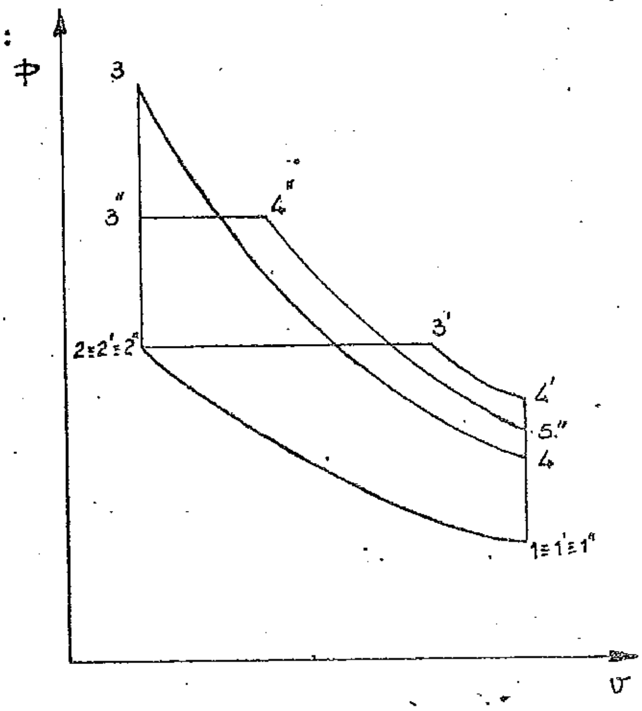
PROBLEMA 8: - Considere os três ciclos: OTTO; DIESEL; MIXTO. Em todos eles a taxa de compressão é igual a 10 e, no início da compressão, o ar está a 1.013 bar e a 25 °C. A quantidade de calor cedida pela fonte quente a cada um dos ciclos é constante e igual a 850 KJ/Kg sendo, no ciclo de Sabathiée, 50 % deste calor fornecido a volume constante.

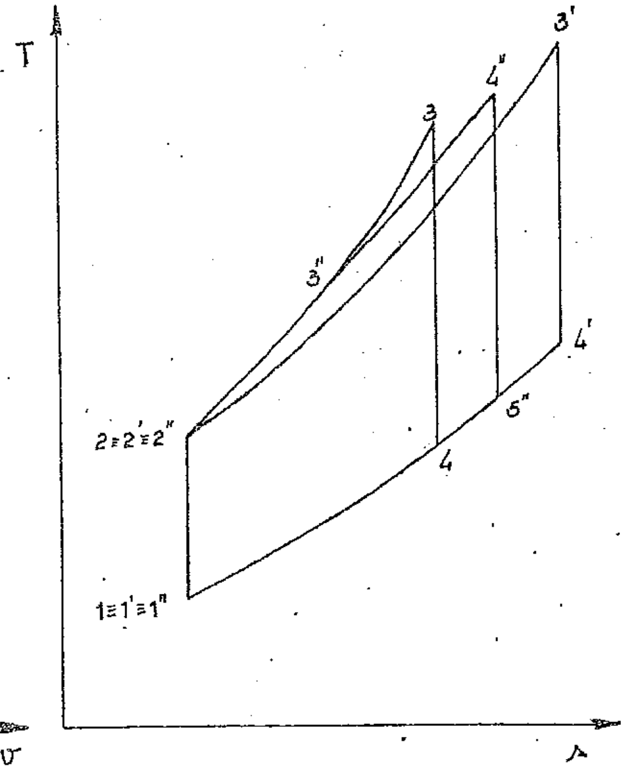
Calcule o rendimento termodinâmico, a pressão média efectiva, e as condições de pressão e temperatura para todos os pontos dos ciclos.

(Para melhor visualização das grandezas e suas relações aconselhamos o preenchimento do quadro em anexo).

		OTTO	DIESEL	SABATHIÉE
RENDIMENTO (η)				
$P_{m.e.}$ (N/m^2)				
TEMPERATURA (°K)	1			
	2			
	3			
	4			
	5	—	—	
PRESSÃO (bar)	1			
	2			
	3			
	4			
	5	—	—	

RESOLUÇÃO:





Ciclo OTTO - 1234

Ciclo DIESEL - 1'2'3'4'

Ciclo SABATHIÉE - 1"2"3"4"

Ciclo OTTO:

Dado o rendimento deste ciclo ser apenas dependente da razão de compressão e o expoente da politrópica adiabática do ar valer 1.4.

$$\eta_0 = 1 - \frac{1}{r_v^{\gamma-1}} = 1 - \frac{1}{10^{0.4}} = 0.602$$

Por definição de pressão média efetiva temos que:

$$p_{m.e.} = \frac{W}{(v_1 - v_2)}$$

Necessitamos por isso conhecer o trabalho útil.

$$W = \eta_0 \times q_A = 0.602 \times 850 = 511.7 \quad KJ/Kg$$

$$p_1 \times v_1 = r \times T_1 \qquad v_1 = \frac{r \times T_1}{p_1} = \frac{287 \times 298.15}{1.013 \times 10^5} = 0.845 \ m^3/Kg$$

$$\frac{v_1}{v_2} = 10 \qquad v_2 = v_1/10 = \frac{0.845}{10} = 0.0845 \ m^3/Kg$$

$$p_{m.e.} = \frac{511.7 \times 10^3}{0.845 - 0.0845} = 6.73 \times 10^5 \ N/m^2$$

Para os diferentes pontos do ciclo temos:

Ponto 2

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma - 1} \qquad T_2 = T_1 \times r_v^{\gamma-1} = 298.15 \times 10^{0.4} = 748.92 \ ^oK$$

$$p_2 = p_1 \times \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\gamma} \qquad p_2 = 1.013 \times 10^{1.4} = 25.45 \ bar$$

Ponto 3

$$q_{23} = q_A = C_v \times (T_3 - T_2) \qquad T_3 = \frac{q_{23}}{C_v} + T_2$$

$$T_3 = \frac{850}{0.718} + 748.92 = 1932.76 \ ^oK$$

$$p_3 = p_2 \times \frac{T_3}{T_2} \qquad p_3 = 25.45 \times \frac{1932.76}{748.92} = 65.68 \ bar$$

Ponto 4

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\gamma - 1} \qquad T_4 = T_3 \times \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{\gamma - 1} = 1932.76 \times \left(\frac{1}{10}\right)^{0.4}$$

$$T_4 = 769.45 \ ^oK$$

$$p_4 \times v_4 = p_3 \times v_3 \qquad p_4 = p_3 \times \left(\frac{v_3}{v_4}\right) = 65.68 \times 0.1^{1.4}$$

$$p_4 = 2.61 \ bar$$

Ciclo DIESEL

Dado o rendimento deste ciclo já não ser apenas dependente da razão de compressão mas também da quantidade de calor fornecida ao ciclo através do parâmetro r_{cp} - razão de corte - para o qual é necessário conhecer os valores de v_3 e v_2, será portanto preferivel determinar os valores de T;p para todos os pontos característicos do ciclo.

Como o ponto de partida da compressão e a taxa de compressão são os mesmos para este ciclo e para o ciclo OTTO, os pontos 1 e 2 são comuns.

Ponto 3'

$q_A = q_{2'3'} = C_p \times (T_{3'} - T_{2'})$ $\qquad$ $T_{3'} = T_{2'} + \frac{q_{2'3'}}{C_p}$

$$T_{3'} = 748.92 + \frac{850}{1.005} = 1594.69 \ ^oK$$

Ponto 4'

$T_{4'} = T_{3'} \times \left(\frac{v_{3'}}{v_{4'}}\right)^{\gamma-1}$ $\qquad$ Necessitamos de conhecer $v_{3'}$ já que $v_{4'} = v_1$

$\frac{v_{3'}}{v_{2'}} = \frac{T_{3'}}{T_{2'}}$ $\qquad$ $v_{3'} = 0.0845 \times \frac{1594.69}{748.92} = 0.1799 \ m^3/Kg$

$$T_{4'} = 1594.69 \times \left(\frac{0.1799}{0.845}\right)^{0.4} = 858.91 \ ^oK$$

$p_{4'} = p_{3'} \times \left(\frac{v_{3'}}{v_{4'}}\right)$ $\qquad$ $p_{4'} = 25.45 \times \left(\frac{0.1799}{0.845}\right)^{1.4} = 2.98 \ bar$

Estamos já em posse de todos os valores necessários para determinar o rendimento e a pressão média efectiva.

$$r_{cp} = \frac{v_{3'}}{v_{2'}} = \frac{T_{3'}}{T_{2'}} = \frac{1594.69}{748.92} = 2.129$$

$$\eta' = 1 - \left(\frac{1}{r_v}\right)^{\gamma-1} \times \left[\frac{r_{cp}^{\gamma} - 1}{(r_{cp} - 1)}\right]$$

$$\eta' = 1 - \frac{1}{10^{0.4}} \times \left[\frac{2.129^{1.4} - 1}{1.4\ (2.129 - 1)}\right] = 0.526$$

$$W' = \eta' \times q_{2'3'} = 0.526 \times 850 = 447.1 \ \text{KJ/Kg}$$

$$p'_{m.e.} = \frac{W'}{(v'_1 - v'_2)} = \frac{447.1 \times 10^3}{(0.845 - 0.0845)} = 5.879\ 10^5\ \text{N/m}^2$$

Ciclo SABATHIÉE

Pelas mesmas razões apresentadas para o ciclo DIESEL em relação ao ciclo OTTO o ponto 2" 2' 2 e calcularemos as condições nos pontos deste ciclo.

Ponto 3"

Dado que: $q_{A''} = q_{2''4''} = q_{2''3''} + q_{3''4''}$

e

$$\frac{q_{2''3''}}{q_{2''4''}} = \frac{q_{3''4''}}{q_{2''4''}} = 0.5$$

$$q_{2''3''} = C_v \times (T_{3''} - T_{2''}) \qquad T_{3''} = T_{2''} + \frac{q_{2''3''}}{C_v}$$

$$T_{3''} = 748.92 + \frac{0.5\ 850}{0.718} = 1340.84\ ^oK$$

$$p_{3''} = p_{2''} \times (\frac{T_{3''}}{T_{2''}}) \qquad p_{3''} = 25.45 \times \frac{1340.84}{748.92} = 45.56 \text{ bar}$$

Ponto (4")

$$q_{3''4''} = C_p \times (T_{4''} - T_{3''}) \qquad T_{4''} = T_{3''} + \frac{q_{3''4''}}{C_p}$$

$$T_{4''} = 1340.84 + \frac{0.5\ 850}{1.005} = 1763.73\ ^oK$$

Ponto (5")

$$T_{5''} = T_{4''} \times (\frac{v_{4''}}{v_{5''}})^{\gamma-1}$$

De forma análoga temos de determinar o valor de $v_{4''}$ já que $v_{5''} = v_{4'} = v_1$.

$$\frac{v_{4''}}{v_{3''}} = \frac{T_{4''}}{T_{3''}} = \frac{1763.73}{1340.84} = 1.315 \qquad r_{cp} = \frac{v_{4''}}{v_{3''}} = 1.315$$

Como $v_{3''} = v_{2''} = 0.0845$ $\qquad v_{4''} = 1.315 \times 0.0845 = 0.111\ m^3/Kg$

$$T_{5''} = 1763.73 \times (\frac{0.111}{0.845})^{0.4} = 783.10\ ^oK$$

$$p_{5''} = p_{4''} \times (\frac{v_{4''}}{v_{5''}}) \qquad p_{5''} = 45.56 \times (\frac{0.111}{0.845})^{1.4} = 2.66 \text{ bar}$$

Na posse de todos os dados vamos finalmente calcular os valores de η'' e $p''_{m.e.}$.

$$\eta'' = 1 - \frac{1}{r_v^{\gamma-1}} \times \left[\frac{r_{cv} \times r_{cp}^{\gamma} - 1}{(r_{cv} - 1) + r_{cv} \times \gamma \times (r_{cp} - 1)} \right]$$

em que: $r_v = \frac{v_{1''}}{v_{2''}} = 10$ - Razão de compressão

$r_{cp} = \frac{v_{4''}}{v_{3''}} = 1.315$ - Razão de corte

$r_{cv} = \frac{p_{3''}}{p_{2''}} = \frac{45.56}{25.45} = 1.790$ - Razão de combustão a volume constante.

$$\eta'' = 1 - \frac{1}{10^{0.4}} \times \left[\frac{1.70 \times 1.315^{1.4} - 1}{(1.79 - 1) + 1.79 \times 1.4 \times (1.315 - 1)} \right]$$

$$\eta'' = 0.590$$

Para o trabalho vem:

$$W'' = \eta'' \times q_{2''4''} = 0.590 \times 850 = 501.5 \quad KJ/Kg$$

$$p''_{m.e.} = \frac{W''}{(v''_1 - v''_2)} = \frac{501.5 \times 10^3}{0.845 - 0.0845}$$

$$p''_{m.e.} = 6.59 \times 10^5 \quad N/m^2$$

NOTA: Do preenchimento do quadro pode concluir-se que

$$\eta_{OTTO} > \eta_{SABATHIÉE} > \eta_{DIESEL} \quad e \quad p_{m.e.} > p''_{m.e.} > p'_{m.e.}$$

o que vem confirmar o resultado obtido no problema 5. De notar também que este escalonamento de resultados é apenas válido para as condições do problema que, em abono da verdade, não são as mais próximas da realidade.

PROBLEMA 9: - A figura representa uma instalação mista a gás e a vapor de água.
Embora nas instalações de turbina a gás reais o fluído de trabalho sofra alterações de composição química, nesta análise vamos admitir que o fluído de trabalho (ar) não se altera desde o ponto 1 até 6.
Considere também que para o ar tanto na compressão como na expansão C_p = 1.005 KJ/Kg ^oK e = 1.4 e que as turbinas, a bomba e o compressor são adiabáticos.

a) Calcule o rendimento térmico da instalação (caso A).

b) Calcule o calor que seria necessário fornecer para a instalação produzir a mesma potência caso se tratasse do ciclo Joule-Brayton apenas (caso B).

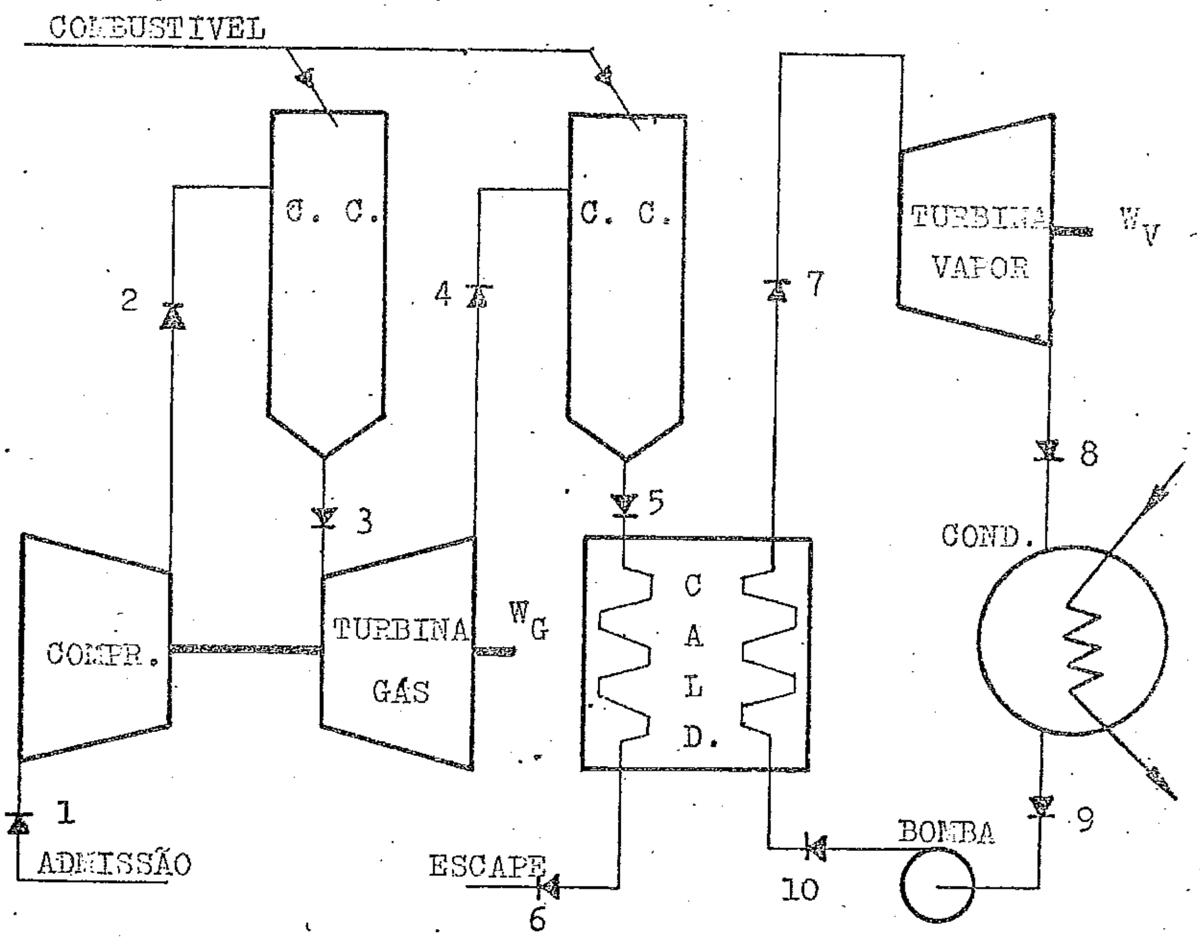
c) O mesmo que na alínea anterior mas para o ciclo de Rankine (caso C).

d) Calcule a temperatura dos gases de escape nos casos A e B.

e) Calcule a razão de trabalho para cada um dos casos A; B; C.

f) Represente num diagrama T-s a evolução do ar do ponto 1 ao ponto 6.

g) Represente um diagrama p-v a evolução da água dos pontos 9 a 8.



$\dot{m}_{ar}$ - 125 Kg/s p_1 - $1.013\ 10^5 N/m^2$ T_3 - 1025 ^oK

$\dot{m}_{água}$ - 25 Kg/s T_1 - 288.15 ^oK $\dot{Q}_{45}$ - 60 Mw

p_7 - p_{10} - 50 atm. p_9 - p_8 - 0.04 atm p_1 - p_4 - p_5 - p_6

T_7 - 550 ^oK x_9 - 0 % p_2 / p_1 - 6

RESOLUÇÃO: Dado que o rendimento do ciclo Joule-Brayton é apenas dependente da razão de pressões podemos desde já calculá-lo:

$$\eta_G = 1 - \frac{1}{(r_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = 1 - \frac{1}{6^{0.4/1.4}} = 0.401$$

$$W_{12} = - C_p \times (T_2 - T_1)$$

$$T_2 = T_1 \times (r_p)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 288.15 \times 6^{0.4/1.4} = 480.77 \quad {}^oK$$

$$W_{12} = - 1.005 \times (480.77 - 288.15) = - 193.58 \text{ KJ/Kg}$$

$$q_{23} = C_p \times (T_3 - T_2) = 1.005 \times (1025 - 480.77) = 546.95 \text{ KJ/K}$$

$$W_G = \eta_G \times q_{23} = 0.401 \times 546.95 = 219.33 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{W}_G = W_G \times \dot{m}_{ar} = \frac{219.33 \times 125}{1000} = 27.4 \text{ Mw}$$

$$W_{turb.} = W_{út.} - W_{comp.}$$

$$W_{turb.} = W_{34} = 219.33 + 193.58 = 412.91 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_{34} = - C_p \times (T_4 - T_3) \qquad T_4 = T_3 - \frac{W_{34}}{C_p}$$

$$T_4 = 1025 + \frac{412.91}{1.005} = 614.14 \quad {}^oK$$

$$\dot{Q}_{23} = \dot{m}_{ar} \times q_{23} = \frac{125 \times 546.95}{1000} = 68.4 \text{ Mw}$$

$$\dot{Q}_T = 68.4 + 60 = 128.4 \text{ Mw}$$

Para o ciclo de Rankine sabemos que:

$$\left| \begin{array}{l} p_7 = 50 \text{ atm} \\ T_7 = 510 \ {}^oC \end{array} \right. \Rightarrow \left| \begin{array}{l} h_7 = 3551.244 \text{ KJ/Kg} \\ s_7 = 7.1297 \text{ KJ/Kg } {}^oK \end{array} \right. \qquad s_7 = s_8$$

$$\left| \begin{array}{l} s_8 - 7.1297 \text{ KJ/Kg } ^oK \\ p_8 - 0.04 \text{ Kgf/cm}^2 \end{array} \right. \Rightarrow \left| \begin{array}{ll} s_l - 0.4178 \text{ KJ/Kg}^oK & h_l - 120.036 \text{ KJ/Kg} \\ s_v - 8.4804 \text{ KJ/Kg}^oK & h_v - 2553.111 \text{ KJ/Kg} \\ \multicolumn{2}{c}{v_l - 0.0010040 \text{ m}^3/\text{Kg}} \end{array} \right.$$

$$x_8 = \frac{7.1297 - 0.4178}{8.4804 - 0.4178} = 0.83$$

$$h_8 = (1 - 0.83) \times 120.036 + 0.83 \times 2553.111 = 2139.49 \text{ KJ/Kg}$$

$$-W_{78} = h_8 - h_7 \qquad W_{78} = 3551.244 - 2139.49 = 1411.75 \text{ KJ/Kg}$$

$$-W_{910} = \int v \, dp = 0.0010040 \times (50 - 0.04) \times 98 = 4.92 \text{ KJ/Kg}$$

$$W_V = 1411.75 - 4.92 = 1406.83 \text{ KJ/Kg}$$

$$\dot{W}_V = W_V \times \dot{m}_{H_2O} = \frac{1406.83 \times 25}{1000} = 35.2 \text{ Mw}$$

$$\eta_{\text{INSTALAÇÃO}} = \frac{\dot{W}_G - \dot{W}_V}{\dot{Q}_T} = \frac{27.4 - 35.2}{128.4} = \frac{62.6}{128.4} = 0.488$$

b) $$\eta_G = \frac{\dot{W}_G}{\dot{Q}_G} \qquad \dot{Q}_G = \frac{62.6}{0.401} = 156.11 \text{ Mw}$$

c) Necessitamos determinar o rendimento do ciclo Rankine e assim:

$$\dot{Q}_V = \dot{m}_{H_2O} \times (h_7 - h_{10})$$

$$W_{9\ 10} = -(h_{10} - h_9) \qquad h_{10} = h_9 - W_{910}$$

$$h_{10} = 120.036 + 4.92 = 124.956 \quad KJ/Kg$$

$$h_9 = h_{1\ 0.04\ atm} = 120.036 \quad KJ/Kg$$

$$\dot{Q}_V = 25 \times \frac{(3551.244 - 124.956)}{1000} = 85.7 \quad Mw$$

$$\eta_V = \frac{35.2}{85.7} = 0.411$$

Finalmente o calor necessário para a potência desejada virá:

$$\dot{Q}'_V = \frac{\dot{W}_{INS}}{\eta_v} = \frac{62.6}{0.411} = 152.31 \quad Mw$$

d) Caso B

$$\dot{Q}_{45} = \dot{m}_{ar} \times (h_5 - h_4) = \dot{m}_{ar} \times (T_5 - T_4) \times C_p$$

$$T_5 = T_4 + \frac{\dot{Q}_{45}}{\dot{m}_{ar}\ C_p} = 614.14 + \frac{60 \times 10^3}{125 \times 1.005}$$

$$T_5 = 1091.75 \quad {}^oK$$

Caso A

$$\dot{m}_{ar} \times (h_6 - h_5) = - \dot{m}_{H_2O} \times (h_7 - h_{10}) = \dot{m}_{ar} \times C_p \times (T_6 - T_5)$$

$$T_6 = T_5 - \frac{\dot{m}_{H_2O} \times (h_7 - h_{10})}{\dot{m}_{ar} \times C_p} = 1091.75 - \frac{25 \times (3551.244 - 124.956)}{125 \times 1.005}$$

$$T_6 = 409.90 \quad {}^oK$$

e) Caso A

$$r_w = \frac{219.33 - 1406.83}{412.91 - 1411.75} = 0.891$$

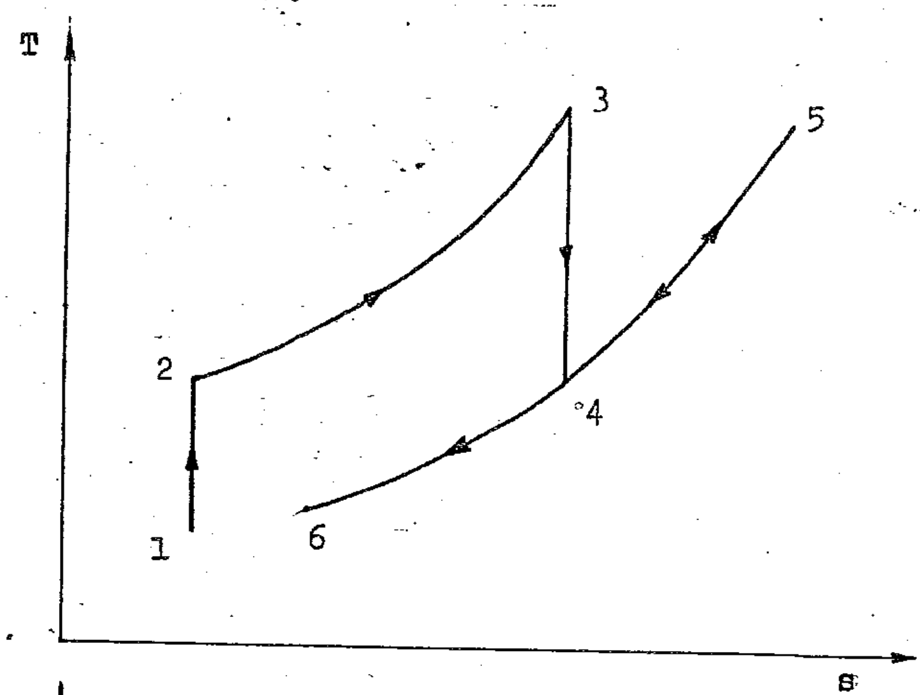
Caso B

$$r_w = \frac{219.33}{412.91} = 0.531$$

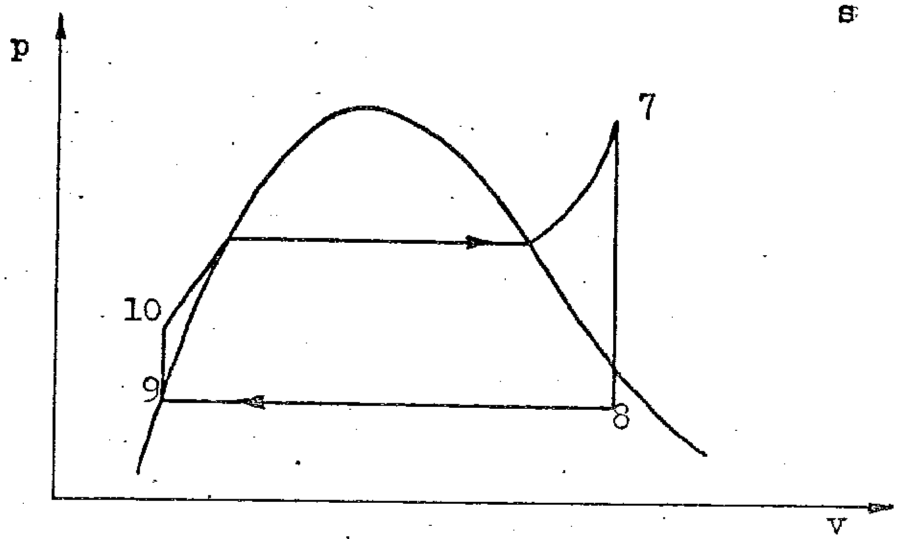
Caso C

$$r_w = \frac{1406.83}{1411.75} = 0.997$$

f)



g)



	$\eta_{INST.}$ (%)	r_W	$\dot{Q}_{NECES.}$* (Mw)	$\frac{\dot{Q}_C}{\dot{Q}}$	T_{ESCAPE} (°K)
CASO A	48.8	0.891	128.4	1.00	409.9
CASO B	40.1	0.531	156.1	1.22	1091.8
CASO C	41.1	0.997	152.3	1.19	———

* Para produzir a potência instalada (62.6 Mw)

NOTA: Da observação do quadro torna-se evidente a vantagem da recorrência à associação do ciclo Joule-Brayton ao ciclo de Rankine (Cogeneration). O rendimento cresce substancialmente, e com maior evidência, em relação ao ciclo a gás, aliás como era de esperar, basta para o facto reparar na temperatura dos gases de escape para cada um dos casos e tomar assim consciência da quantidade de energia rejeitada (desperdiçada) para a atmosfera.

Do facto de o problema ser tratado nas condições ideais será de prever na realidade um rendimento mais baixo para a instalação. No entanto a instalação pode ser melhorada bastando para isso recorrer ao reaquecimento e/ou à regeneração na instalação de vapor dado que ela está no seu estado menos elaborado.

Este tipo de instalações são mais comuns nas unidades fabris com grandes consumos de energia eléctrica e com necessidades grandes de vapor na laboração. É acoplado um gerador ao veio da turbina de gás sendo depois o escape desta utilizado para a produção de vapor.

PROBLEMA 10: -Considere uma instalação cujo esquema de princípio é o da figura seguinte.

Trata-se de uma central produtora de energia destinada a alimentar uma indústria que tem como subproduto do seu processo de produção um gás combustível de bom poder calorífico.

Admite-se que o fluido resultante da combustão mantém as propriedades físicas do ar e, que todas as evoluções do fluido de trabalho são ideais.

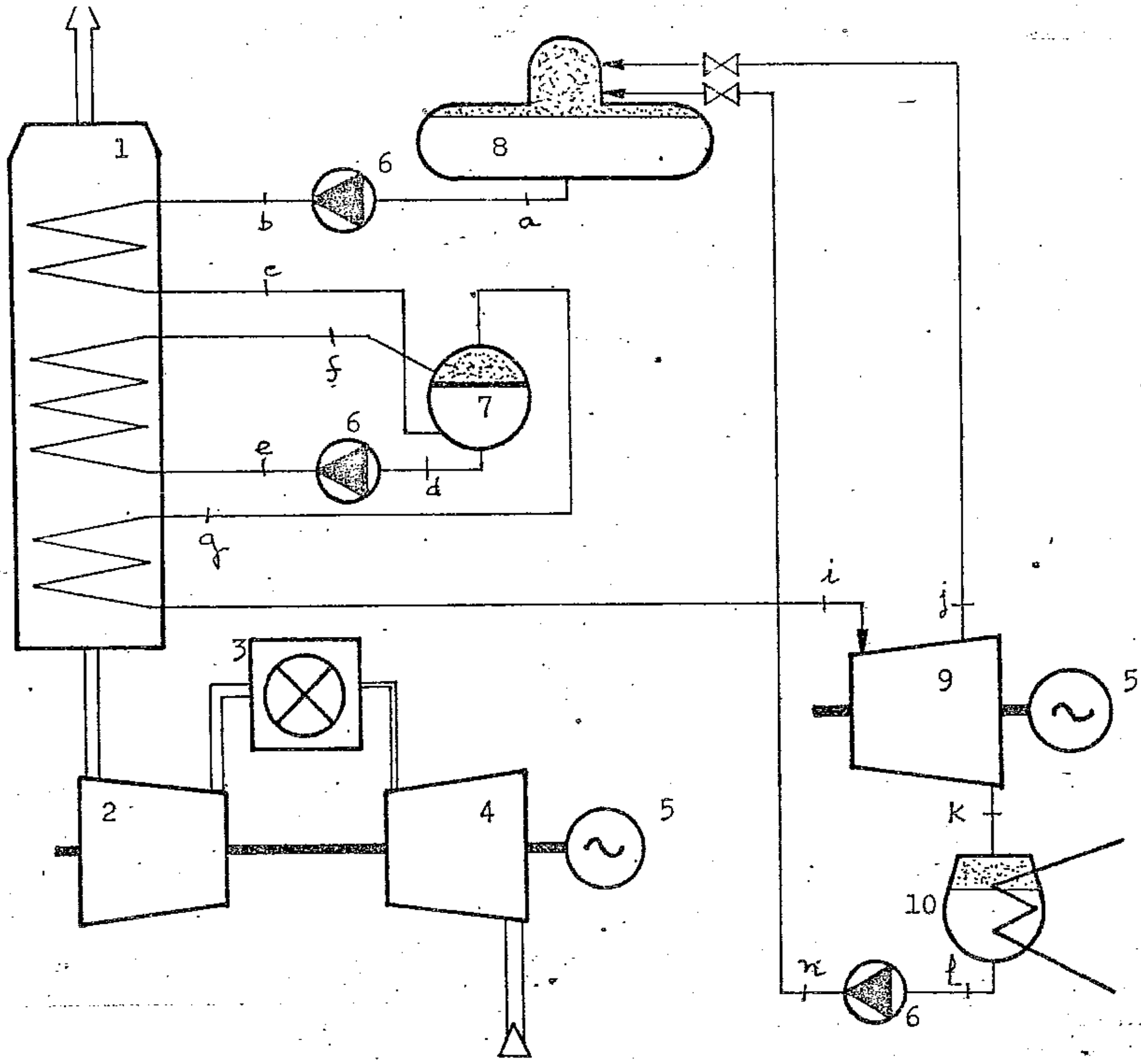
O calor rejeitado pela turbina a gás é aproveitado numa caldeira de recuperação, funcionando como gerador de vapor, que por sua vez, produzirá também energia eléctrica.

São as seguintes as características da instalação:

- Temperatura do ar de admissão	15ºC
- Pressão " " " "	1 atm
- Temperatura da água de alimentação	102ºC
- Temperatura dos fumos de escape	520ºC
- Temperatura do vapor fornecido à turbina	510ºC
- Pressão " " " " "	50 atm
- Pressão no condensador	0.05 atm
- Pressão de extracção de vapor para aquecimento da água de alimentação	1.5 atm
- Caudal de fumos	152 Kg/s
- Caudal de vapor	21.4Kg/s
- Pressão na compressão do primeiro andar de bombagem	7 atm
- Potencia da turbina de gás	28 MW
- Temperatura do vapor na entrada do regenerador	280ºC

NOTA 1 - O regenerador é de contacto, sendo os estados de saída os seguintes:

- Superior: vapor saturado à pressão do 2º andar de bombagem.
- Inferior: líquido saturado à pressão do primeiro andar.



a) Determine:
 - O rendimento termodinâmico;
 - A razão de trabalho;
 - O consumo específico;

para os dois ciclos da instalação.

b) Determine a temperatura dos fumos à saída da chaminé.

c) Calcule o rendimento térmico global da instalação.

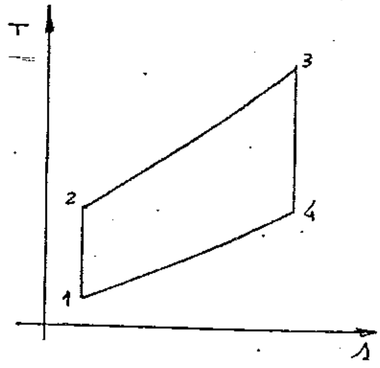
d) Comente os resultados e estabeleça uma comparação entre os dois ciclos, quanto a dimensões previsíveis, tendo por base a capacidade de produção de energia de cada um.

LEGENDA:

1 - Caldeira de recuperação (chaminé)
2 - Turbina de gás
3 - Camara de combustão
4 - Compressor
5 - Gerador de energia eléctrica
6 - Bombas
7 - Regenerador
8 - Reservatório de água de alimentação
9 - Turbina de vapor
10 - Condensador

RESOLUÇÃO

Poderá começar-se por resolver o problema, determinando os parâmetros relativos ao ciclo de gás, embora nada impeça que se comece também pelo ciclo de Rankine. Comecemos então pelo primeiro:



O trabalho desenvolvido pelo ciclo é

$$w_c = \frac{\dot{W}}{\dot{m}} = - \bar{c}_p \times (T_4 - T_3) - \bar{c}_p \times (T_2 - T_1)$$

Se dermos à expressão a forma

$$w_c = - \bar{c}_p \times T_4 \times (1 - r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}) - \bar{c}_p \times T_1 \times (r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)$$

Considerando $\bar{c}_p$ para esta gama de temperaturas igual a 1.07 kJ/Kg.K , uma vez que se conhecem T_1 e T_4 obtemos rápidamente r_p cujo valor é 2.792 .

É agora fácil calcular $T_3 = 1063.4$ ºK, e o rendimento do ciclo

$$\eta = 1 - r_p^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} = 25.4 \%$$

O calor fornecido ao ciclo pode agora também calcular-se e, virá a ter interesse mais adiante para o cálculo do rendimento da instalação.

Calor fornecido ao ciclo

$$q_c = \bar{c}_p \times (T_3 - T_2)$$

T_2 pode calcular-se a partir de T_1 uma vez que é conhecida a razão de pressões: $T_2 = 386.2$ ºK .

Considerando o mesmo $\bar{c}_p$ teremos $q_c = 724.6$ kJ/Kg .

Para o cálculo da razão de trabalho há apenas que determinar o trabalho de expansão uma vez que já é conhecido o trabalho de ciclo:

$$w_{exp} = - \bar{c}_p \times (T_4 - T_3) = 289.33 \text{ kJ/Kg} .$$

$$r_w = \frac{w_c}{w_{exp}} = \frac{184.2}{289.33} = 0.64$$

$$c.e.g. = \frac{3600}{184.2} = 19.54 \ Kg/kWh$$

Passemos agora à determinação dos parâmetros relativos à parte da instalação de vapor. Preenchamos para isso o nosso habitual quadro de registos.

pto	θºC	p atm	X %	ENTALPIA kJ/Kg			ENTROPIA kJ/Kg.K		
				h'	h"	h	s'	s"	s
a	102		0			427.514			1.3297
b		7				428.086			1.3297
c		7				630.014			
d		7				693.753			1.9837
e		50				699.018			1.9837
f	280	50				2858.328			
g		50	100			2794.689			
i	510	50				3451.878			7.0138
j		1.5	96.3	464.693	2692.531	2609.650	1.4237	7.2298	7.0138
k		0.05	82.5	136.364	2560.228	2136.249	0.4714	8.4008	7.0138
l		0.05	0			136.364			0.4714
n		1.5				137.247			0.4714

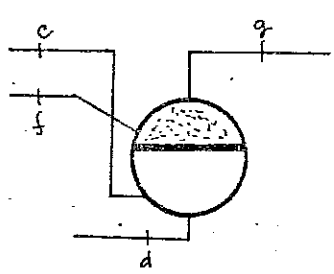
Cálculos efectuados para a caracterização dos pontos notáveis do ciclo:

Entalpia em b

$s_b = s_a = 1.3297$ interpolando para esta entropia nas tabelas de líquido comprimido a 7 atm, obtemos para h_b o valor 428.086 kJ/Kg .

Entalpia em c

a determinação deste valor obriga a que se faça o balanço do regenerador



- Eq. da continuidade

$$\dot{m}_f = \dot{m}_g = \dot{m}_c = \dot{m}_d$$

- 1ª LEI

$$\dot{m}_c \times h_c + \dot{m}_f \times h_f - \dot{m}_d \times h_d -$$
$$- \dot{m}_g \times h_g = 0$$

Daqui se tira $h_c = 630.014$ kJ/Kg .

Entalpia em e

para a determinação da entalpia neste ponto partiremos da entropia em d, valor já conhecido e, obteremos o valor procurado na tabela de líquido comprimido a 50 atm. Interpolando para a entropia de 1.9837 kJ/Kg.K o valor da entalpia calculado é $h_e = 699.018$ kJ/Kg .

Entalpia em j

interpolando para a pressão de extracção, 1.5 atm, e para a entropia do início de expansão obtemos o título de vapor e a entalpia em j

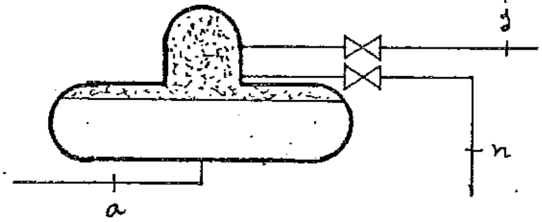
$$X_j = 96.3\ \% \qquad h_j = 2609.650 \text{ kJ/Kg}$$

Entalpia em n

tem o valor correspondente à entropia de 1 à pressão de 1.5 atm e trata-se de um estado de líquido comprimido. A interpolação dá

$$h_n = 137.247 \text{ kJ/Kg}$$

O cálculo dos parâmetros do ciclo, obriga ao conhecimento do trabalho fornecido e obtido do ciclo e do calor fornecido. O trabalho obtido na turbina é condicionado pelo caudal de vapor extraído para aquecimento da água de alimentação, temos portanto que o determinar. Não oferece qualquer dificuldade se fizermos o balanço ao reservatório de água de alimentação:



- Eq. da continuidade

$$\dot{m}_n + \dot{m}_j - \dot{m}_a = 0$$

- 1ª LEI

$$\dot{m}_n \times h_n + \dot{m}_j \times h_j - \dot{m}_a \times h_a = 0$$

Substituindo e calculando vem

$$\dot{m}_j = 2.512 \text{ Kg/s}$$

Utilizando os valores até agora calculados podemos fácilmente calcular:

CALOR FORNECIDO AO CICLO DE VAPOR

$$q_{cv} = \Delta h_{bc} + \Delta h_{ef} + \Delta h_{gi} = 3029.692 \text{ kJ/Kg}$$

TRABALHO DE EXPANSÃO

$$w_{exp} = -\frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_i} x \,(h_k - h_i) - \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_i} x \,(h_j - h_i) = 1266.060 \text{ kJ/Kg}$$

com h_k calculada de forma similar a h_j agora para a pressão de 0.05 atm; $h_k = 2136.249$ kJ/Kg .

TRABALHO DE COMPRESSÃO

$$w_{comp} = -\frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_i} x \,(h_n - h_l) - (h_e - h_d) - (h_b - h_a) = -6.613 \text{ kJ/Kg}$$

TRABALHO DE CICLO

$$w_c = w_{exp} + w_{comp} = 1259.446 \text{ kJ/Kg}$$

RENDIMENTO

$$\eta = \frac{1259.446}{3029.692} = 41.6 \%$$

RAZÃO DE TRABALHO

$$r_w = \frac{1259.446}{1266.060} = 0.995$$

CONSUMO ESPECÍFICO DE VAPOR

$$c.e.v. = \frac{3600}{1259.446} = 2.858 \text{ Kg/kWh}$$

Estão, portanto, calculados para os dois ciclos os parâmetros pretendidos e, alguns valores que ajudarão a resolver as alíneas seguintes.

b) O calor perdido pelos fumos durante o seu percurso na chaminé, será ganho pelo vapor uma vez que se consideram ideais todas as transformações.

$$\dot{m}_{gás} \times \bar{c}_p \times (520 - \theta_s) = 3029.692 \times 21.4$$

considerando $\bar{c}_p = 1.67$ kJ/Kg.K o valor de θ_s vem igual a 121.4 ºC.

c) RENDIMENTO TÉRMICO DA INSTALAÇÃO

$$\eta_T = \frac{q_{recebido} + q_{rejeitado}}{q_{recebido}}$$

O calor recebido pela instalação foi-lhe transmitido na câmara de combustão do ciclo de gás e tem o valor aí calculado 724.6 kJ/Kg .

O calor rejeitado é composto de duas parcelas, uma, a parte que sai pela chaminé, outra, a rejeitada pelo vapor no condensador:

$$q_{condensador} = \dot{m}_k \times (h_1 - h_k) = - 37634.212 \text{ kW}$$

$q_{chaminé} = \dot{m}_{gás} \times \bar{c}_p \times \Delta\theta = - 16253.664$ kW , considerou-se neste caso

$\bar{c}_p = 1.005$ kJ/Kg.K e $\Delta\theta = (15 - 121.4)$ em 15ºC é a temperatura do ar.

Resolvendo a expressão atrás dada virá $\eta_T = 51.1$ %

d) Pretende-se aqui que o aluno faça uma reflexão sobre os valores encontrados, e tente da respectiva comparação obter uma perspectiva sobre as capacidades de de cada ciclo.

GUET / 80 / 04

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GABINETE DE FLUIDOS E CALOR

TERMODINÂMICA APLICADA

CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

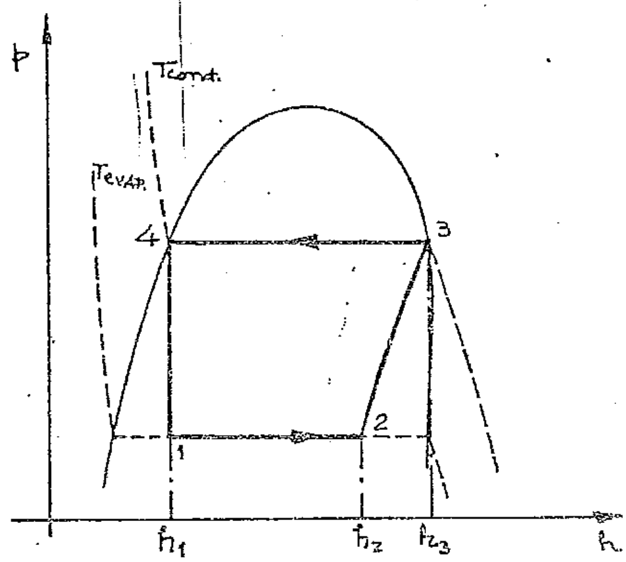
(Problemas)

POR MANUEL VENTURA DE RESENDE CONDE
CLITO FÉLIX ALVES AFONSO
ISMÉNIO JÚLIO SILVA AZEVEDO
ALBINO JOSÉ PARENTE DA SILVA REIS

PROBLEMA 1 - Calcule o efeito frigorífico (ou refrigerante) e o coeficiente de performance de uma máquina frigorífica, que funciona com R-12, com compressão húmida e sem subarrefecimento. As temperaturas de condensação e de evaporação são respectivamente 30ºC e - 12ºC.

RESOLUÇÃO

O ciclo em questão de expansão directa e compressão húmida representa-se sobre um diagrama p - h na figura abaixo.



$h_4 = h'(30ºC) = 447.862$ kJ/Kg $= h_1$

$h_3 = 586.487$ kJ/Kg

valores correspondentes a vapor saturado a 30ºC

$s_3 = 4.7441$ kJ/Kg.K

Como $s_2 = s_3 = 4.7441$ kJ/Kg.K e $\Theta_2 = -12ºC$ temos $h_2 = 563.758$ kJ/Kg

O efeito frigorífico é então $q_r = h_2 - h_1 = 115.896$ kJ/Kg

O trabalho de compressão vem dado por

$$w_c = -(h_3 - h_2) = -(586.487 - 563.758) = -22.729 \text{ kJ/Kg}$$

A definição de coeficiente de performance para um ciclo frigorífico é como se sabe

$$C.O.P. = -\frac{q_r}{w_c} = 5.099$$

Se compararmos com um refrigerador de Carnot, veremos que os respectivos C.O.P são algo diferentes, a favor do de Carnot, $C.O.P._{carnot} = 6.218$.

PROBLEMA 2 - Repita o problema anterior para um subarrefecimento de 10ºC e um sobreaquecimento de 12ºC. Qual é a temperatura máxima atingida pelo R-12?

Determine o valor da potencia de refrigeração em ton de refrigeração, sabendo que o caudal mássico de frigorigénio que circula na instalação é de 0.25 Kg/s.

Resolva, no entanto, o problema por partes, verificando isoladamente a influencia de cada uma das alterações (subarrefecimento e sobreaquecimento) e só numa última fase tome as duas simultaneamente em consideração.

RESOLUÇÃO

Comecemos pela análise do efeito do sobreaquecimento no desempenho do ciclo:

$h_4 = h'(30ºC) = h_1 = 447.862$ kJ/Kg

$\theta_2 = 0ºC$ $\qquad h_2 = 575.027$ kJ/Kg

$p_2 = p_{sat}(-12ºC) = 2.0793$ atm $\qquad s_2 = 4.7858$ kJ/Kg.K

2 atm e 0ºC: $h = 575.14$ kJ/Kg, $s = 4.7884$ kJ/Kg.K

2.5 atm e 0ºC: $h = 574.43$ kJ/Kg, $s = 4.7721$ kJ/Kg.K

Sendo o resultado da interpolação o indicado acima.

Como $s_2 = s_3 = 4.7858$ kJ/Kg.K
e $p_3 = p_{sat}(30ºC) = 7.581$ atm $\qquad h_3 = 599.651$ kJ/Kg

A temperatura máxima é precisamente a do ponto 3, $\theta_3 = 49.7ºC$, valor obtido por interpolação nas seguintes condições

7 atm e 4.7858 kJ/Kg.K $\qquad h = 598.043$ kJ/Kg e $\theta = 46.33ºC$

8 atm e 4.7858 kJ/Kg.K $\qquad h = 600.810$ kJ/Kg e $\theta = 52.14$ ºC

Assim, $\qquad q_r = h_2 - h_1 = 575.027 - 447.862 = 127.165$ kJ/Kg

e $\quad w_c = -(h_3 - h_2) = -24.624$ kJ/Kg

C.O.P. = 5.164

Portanto sendo o sobreaquecimento útil verifica-se uma melhoria das performances da máquina (eficiencia). Se o sobreaquecimento for inútil continuamos a ter $q_r = 115.846$ kJ/Kg, o que dá um C.O.P. de 4.707.

Na realidade como parte do sobreaquecimento é útil e parte inútil, o C.O.P. da máquina situar-se-á entre 4.707 e 5.164. Isto é, será melhor ou pior que o C.O.P. do ciclo de compressão húmida consoante o grau de utilidade do calor sensível trocado à saída do evaporador.

O estudo dos efeitos do sobreaquecimento e do subarrefecimento seria mais correcto se tivéssemos tomado como ponto de partida não o ciclo de compressão húmida mas sim o de compressão seca em que o vapor à entrada do compressor estivesse saturado.

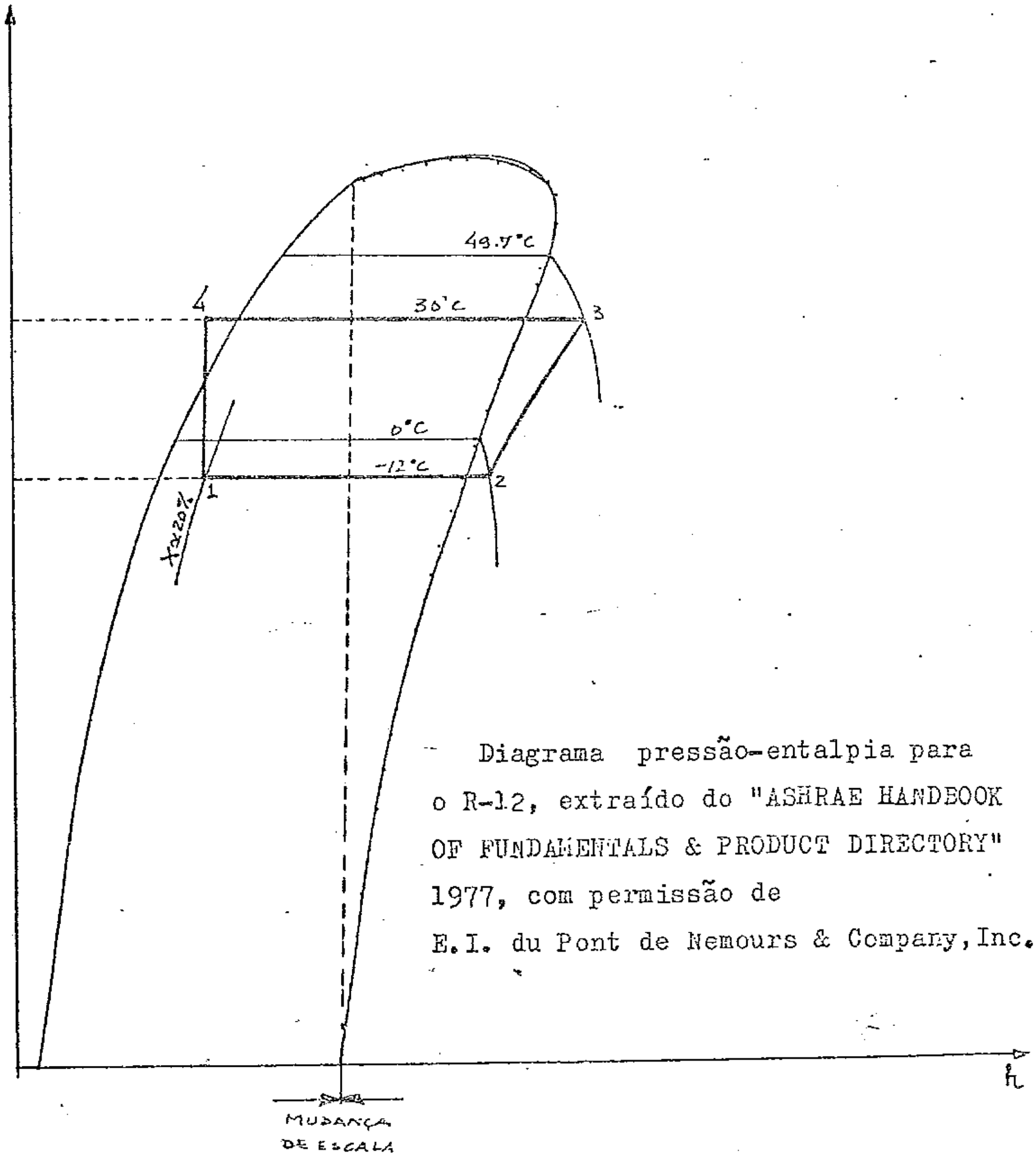


Diagrama pressão-entalpia para o R-12, extraído do "ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTALS & PRODUCT DIRECTORY" 1977, com permissão de E.I. du Pont de Nemours & Company, Inc.

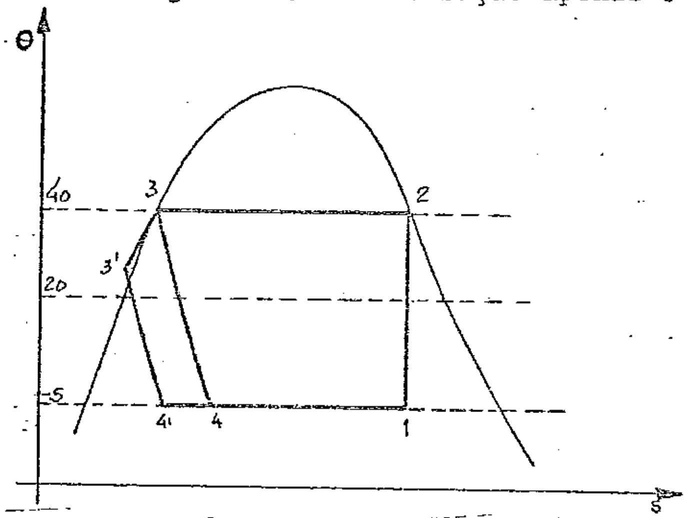
PROBLEMA 3 - Um frigorífico de compressão de vapor utiliza R-12 e trabalha entre as temperaturas limite de -5ºC e 40ºC. O refrigerante deixa o compressor no estado de saturado seco. Calcule a potencia de refrigeração e o C.O.P. se:

a) O refrigerante deixa o condensador saturado,

b) O refrigerante for subarrefecido até 20ºC antes de entrar na válvula de expansão.

RESOLUÇÃO

Comecemos por tentar representar o ciclo ideal seguido pelo fluído de trabalho, num diagrama θ - s , representando as duas hipóteses postas para a evolução do refrigerante: condensação apenas e condensação com subarrefecimento.



Registemos agora numa tabela os valores das propriedades nos pontos notáveis, lidos ou calculados.

pto	θ ºC	p at	X %	ENTALPIA kJ/Kg h'	h"	h	ENTROPIA kJ/Kg.K s'	s"	s
1	- 5		97.4	414.033	571.205	567.157	4.1698	4.7561	4.7410
2	40	9.8				590.088			4.7410
3	40	9.8				458.078			4.3194
4	- 5			414.033	571.205	458.078			
3'	20	9.8				438.250			
4'	- 5					438.250			

O título no estado 1 calcula-se tendo por base a entropia em 2 e os valores das entalpias de líquido e vapor saturado à temperatura de vaporização.

$$X_1 = \frac{s_2 - s_1'}{s_1'' - s_1'} = 97.42\ \%$$

$$h_1 = h_1' \times (1 - X_1) + h_1'' \times X_1 = 567.157 \text{ kJ/Kg}$$

Podemos imediatamente calcular os parâmetros pedidos na alínea a)

$$q_r = h_1 - h_4 = 567.157 - 458.078 = 109.079 \text{ kJ/Kg}$$

$$C.O.P. = \frac{h_1 - h_4}{-(h_2 - h_1)} = \frac{\text{efeito de refrigeração}}{\text{trabalho fornecido ao ciclo}} = 4.76$$

Para a resolução da alínea b) teremos de calcular qual o acréscimo do efeito de refrigeração obtido devido ao subarrefecimento do refrigerante: A expansão do refrigerante na válvula de expansão sendo isentálpica, o acréscimo de que falamos é o correspondente ao subarrefecimento do fluido de trabalho.

Consideraremos um valor para o $\overline{c}_p$ que corresponde à temperatura média do subarrefecimento, isto é, 30ºC, sendo o valor o seguinte: $\overline{c}_p = 0.9914$ kJ/kg.K .

O valor do subarrefecimento é então dado por

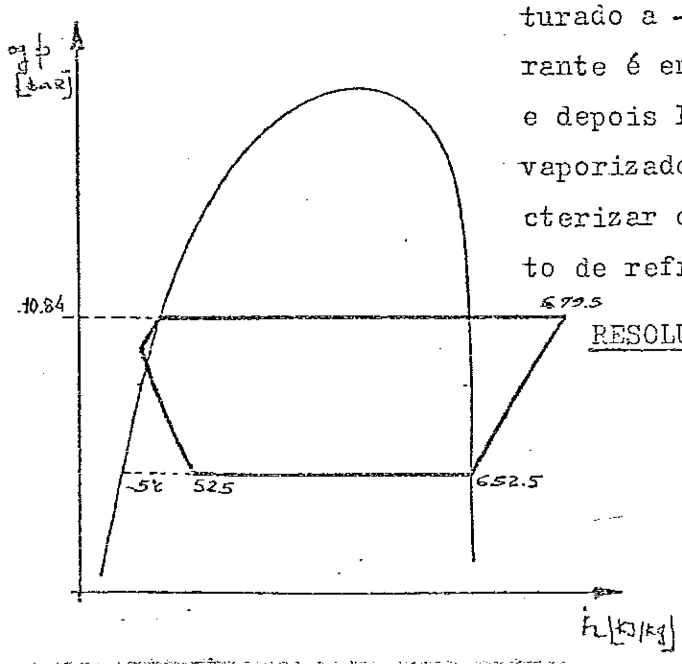
$$h_{3-3'} = 0.9914 \times 20 = 19.828 \text{ kJ/Kg}$$

Teremos para a alínea b)

$$q_r = h_1 - h_{4'} = h_1 - h_4 + h_{3-3'} = 128.907 \text{ kJ/Kg}$$

$$C.O.P. = \frac{h_1 - h_{4'}}{-(h_2 - h_1)} = 5.62$$

PROBLEMA 4 - Num frigorífico, R-12 é comprimido desde um estado saturado a -5ºC até à pressão de 10.84 bar. O refrigerante é então arrefecido a pressão constante até 25ºC e depois laminado até à temperatura de -5ºC, à qual é vaporizado. Use o diagrama p-h de Mollier para caracterizar os pontos notáveis do ciclo e calcule o efeito de refrigeração e o C.O.P. do ciclo.



RESOLUÇÃO

Os valores apresentados foram lidos sobre um diagrama identico aos recentemente publicados.

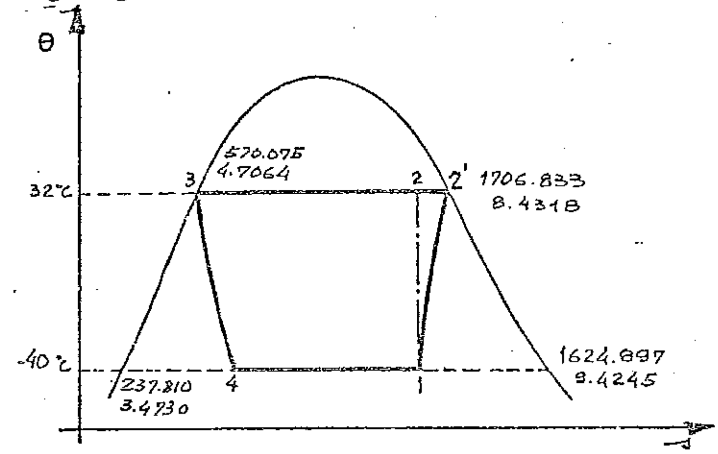
$q_r = 652.5 - 525 = 127.5$ kJ/Kg ; C.O.P. =

$w = -679.5 - 652.5 = -27.0$ kJ/Kg ; 4.72

PROBLEMA 5 - Um ciclo de refrigeração por amoníaco desenvolve-se entre -40ºC e 32ºC. O refrigerante entra na válvula de expansão como líquido saturado e deixa o compressor como vapor saturado. Calcule o C.Q.P. do ciclo, admitindo que o rendimento isentrópico do compressor é de 0.85. Esboce o ciclo nos diagramas θ - s e p - h.

RESOLUÇÃO

Começaremos a resolução por esboçar no diagrama θ - s o ciclo percorrido pelo frigorigénio.



A obtenção,a partir das tabelas, dos valores anotados sobre o gráfico é imediata,pelo que nos dispensamos de qualquer outro comentário, excepto que os valores superiores são os valores da entalpia e os inferiores da entropia, como aliás fácilmente se deduziria.

Para determinarmos o C.O.P. teremos de determinar a entalpia em 1, uma vez que o valor para o ponto 4 é igual ao de 3 porque consideramos a expansão isentalpica ideal.

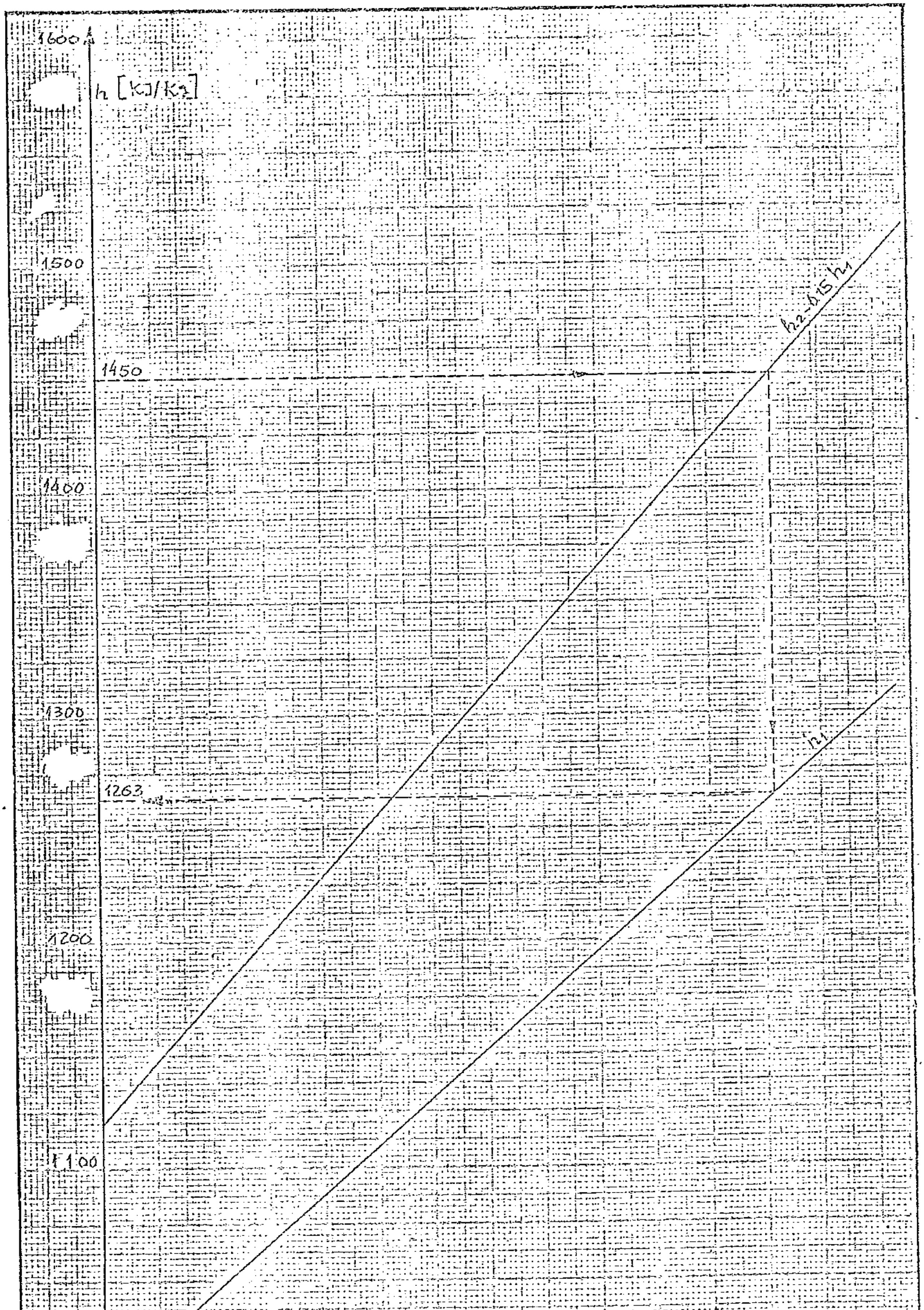
O valor da entalpia em 1 é tal que, considerando o rendimento isentrópico do compressor, o estado final da compressão seja o de vapor saturado seco. Podemos estabelecer essas condições através das seguintes equações:

$$\frac{h_2 - h_1}{0.85} = h_{2'} - h_1$$

$$h_1 = h_1' \times (1 - X_1) + h_1'' \times X_1 \qquad \text{com} \qquad X_1 = \frac{s - s_1'}{s_1' - s_1''}$$

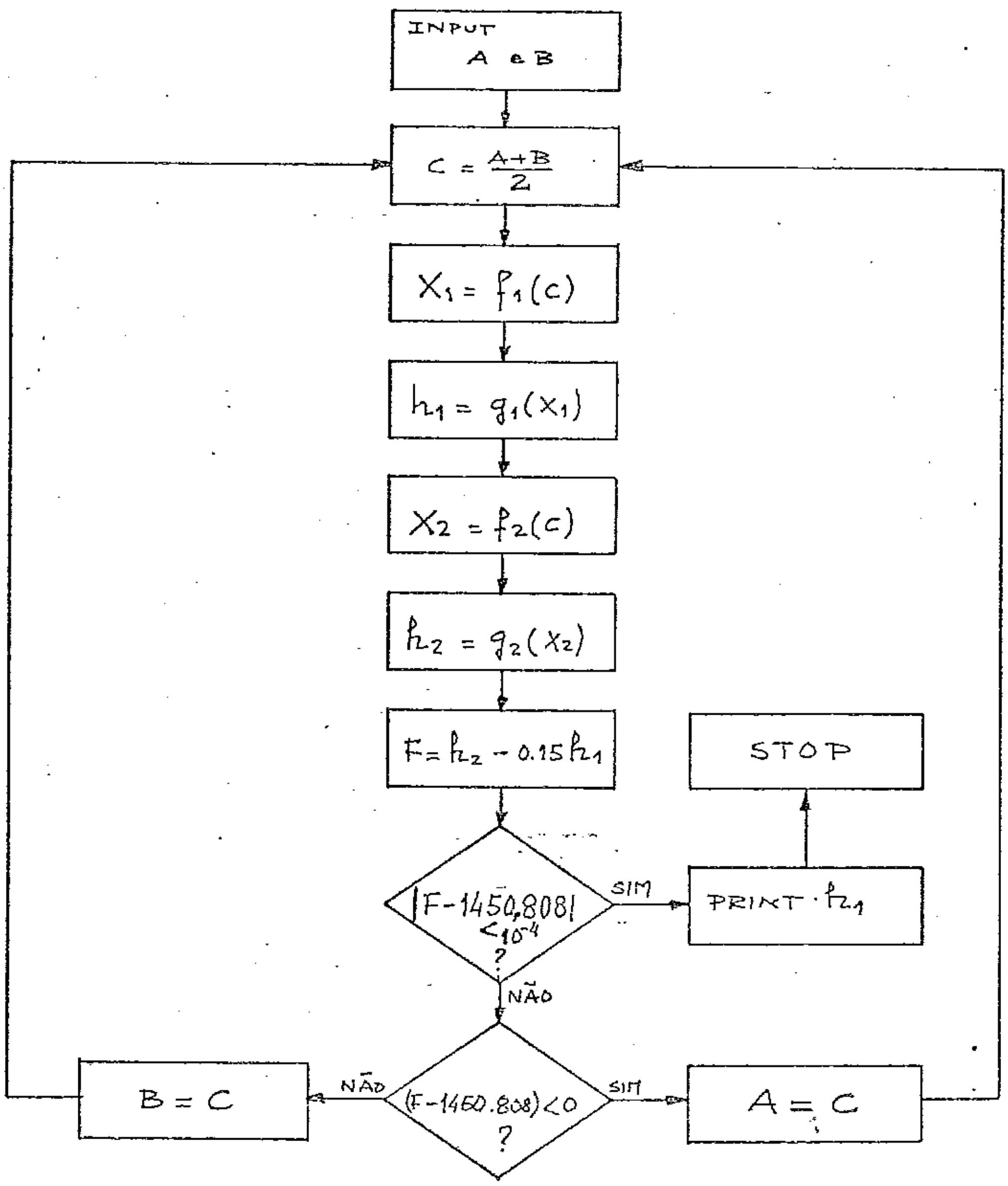
$$h_2 = h_2' \times (1 - X_2) + h_2'' \times X_2 \qquad \text{com} \qquad X_2 = \frac{s - s_2'}{s_2'' - s_2'}$$

Sendo s o valor da entropia n qual se inicia a compressão. A resolução deste sistema de equações para o cálculo de h_1, pode fazer-se por três vias: utilizando a máquina de calcular e um programa simples de bissecções sucessivas,


h [kJ/kg]
1600
1500
1450
1400
1300
1263
1200
1100
1000
$h_2 - 0.15 h_1$
h_1
s [kJ/kg·°K]
7
7.2
7.4
7.6
7.8
8
8.2
8.4

resolução pelos processos de substituição e ainda por um processo gráfico. Apresentaremos aqui um diagrama de sequencia que permitirá, numa vulgar calculadora de bolso, resolver o problema e um processo de resolução gráfica.

No primeiro caso, utilizar-se-ão as equações já apresentadas, tomando para variável independente a entropia, escolhendo dois valores limitando inferior e superiormente o intervalo no qual procederemos às bissecções sucessivas. Notemos por A o valor inferior do intervalo e por B o valor superior aos quais atribuiremos respectivamente os valores 7.0000 e 8.4318 kJ/Kg.K. O valor da entropia em 1 encontrar-se-à certamente dentro deste intervalo.



$$X_1 = \frac{C - 3.473}{5.9515} \qquad h_1 = 237.810 \times (1 - X_1) + 1524.897 \times X_1 \quad [KJ/Kg]$$

$$X_2 = \frac{C - 4.7064}{3.7254} \qquad h_2 = 570.075 \times (1 - X_2) + 1706.830 \times X_2 \quad [KJ/Kg]$$

A resolução pelo processo gráfico servir-se-á, naturalmente das mesmas equações. Faz-se a representação de pontos obtidos para diversos valores da entropia que se toma aqui também como variável independente. Constituimos a tabela seguinte:

s	X_1	X_2	h_1	h_2	$h_1 - 0.15h_2$
7	59	62	1001	1270	1120
7.2	63	67	1044	1331	1174
7.4	66	72	1087	1392	1229
7.6	69	78	1130	1453	1283
7.8	73	83	1174	1514	1338
8	76	88	1217	1575	1393
8.2	79	94	1260	1636	1447
8.4	83	99.2	1303	1697	1502
8.43	83.3	99.95	1310	1706	1510

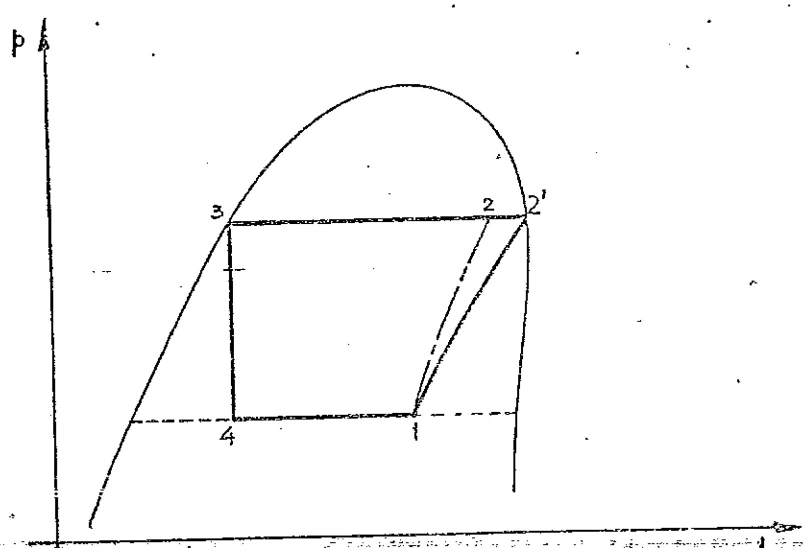
Estão representadas na página 4 as funções h_1 (s) e $(h_1 - 0.15h_2)$(s).

Para determinarmos o valor de h_1 mais não temos do que fazer passar pela ordenada 1450 uma linha até encontrar a curva da função $(h_1 - 0.15h_2)$(s), baixar daí uma vertical para a curva da função h_1(s) e ler a ordenada correspondente.

O C.O.P. obtido pelo processo analítico vem dado por

$$C.O.P. = -\frac{1263.034 - 570.075}{-(1706.833 - 1263.034)} = 1.56$$

Para o processo gráfico o valor obtido será sensívelmente o mesmo, uma vez que o valor lido no gráfico foi de 1263.



PROBLEMA 6 - Uma bomba de calor utilizando amoníaco como fluido de trabalho, opera entre os limites de 4ºC e 50ºC (temperatura de saturação no condensador). Se o fluido de trabalho entrar saturado no compressor, e for condensado até líquido saturado, calcular o coeficiente de performance do ciclo ideal.

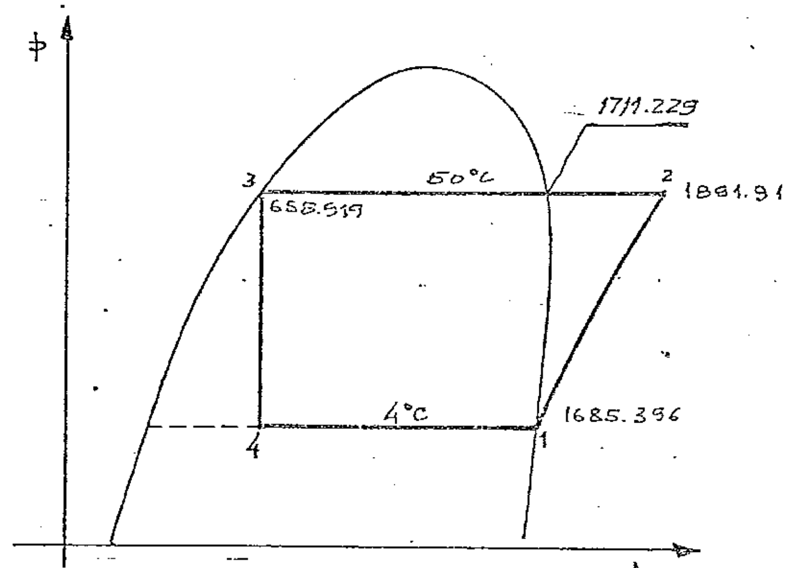
Se a bomba de calor for accionada por uma turbina de vapor, cujas características na admissão são: 40 bar e 300ºC, calcular a vantagem ideal do combinado turbina - bomba de calor sobre o aquecimento directo para o fornecimento de calor a 50ºC. Admita

a) que o condensador da turbina trabalha a 29ºC e,

b) o condensador da turbina trabalha a 50ºC e é usado o calor rejeitado. Em qualquer dos casos admita a disponibilidade de uma fonte de calor a mais de 300ºC.

RESOLUÇÃO

Começaremos a resolução deste problema esboçando no diagrama p - h o ciclo percorrido pelo frigorigénio, sobre o qual registaremos também os valores da entalpia correspondentes aos pontos notáveis do ciclo. Os valores relativos aos pontos 1,3,4 podem ser lidos nas tabelas de vapor saturado, mas o valor relativo ao ponto 2 deve procurar-se no diagrama p - h de Mollier para o amoníaco.



Teremos, então para trabalho do ciclo

$$w = -(h_2 - h_1) = -206.514 \text{ kJ/Kg}$$

valor negativo por se tratar de um trabalho de compressão.

A quantidade de calor

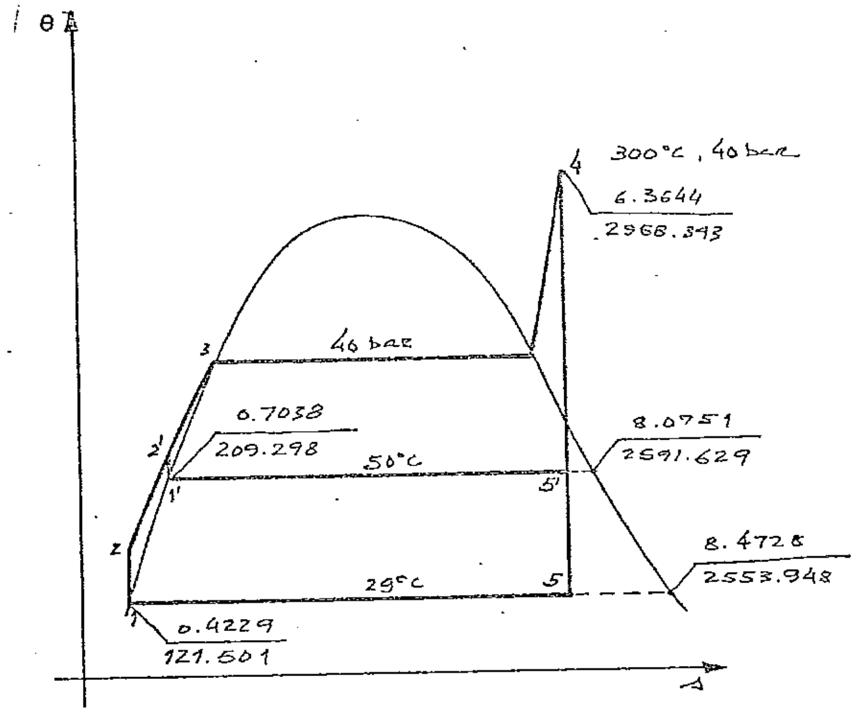
$$q = (h_3 - h_2) = 658.919 - 1891.91 = -1232.991 \text{ kJ/Kg}$$

negativo por se tratar de uma quantidade de calor cedida pelo ciclo.

Assim o C.O.P. ideal do ciclo é

$$C.O.P. = \frac{-1232.991}{-206.514} = 5.97$$

Para podermos proceder às comparações solicitadas na parte seguinte do enunciado temos de determinar as características do ciclo de vapor. Esboça-se este num diagrama θ - s ao mesmo tempo que se indica o valor das propriedades entalpia e entropia que se podem ler nas tabelas.



A entalpia em 5' pode calcular-se muito fácilmente desde que calculado o título do vapor correspondente. São os seguintes os valores

$$h_{5'} = 2038.748 \text{ kJ/Kg} \quad e \quad X_{5'} = 0.7679$$

O mesmo se poderá dizer quanto ao ponto 5 sendo os valores para aí calculados os seguintes

$$h_5 = 1917.029 \text{ kJ/Kg} \quad e \quad X_5 = 0.7382$$

Para os pontos 2 e 2' as respectivas entalpias calculam-se por interpolação nas tabelas de líquido comprimido a partir do valor das respectivas entropias. Temos, portanto

$$h_2 = 126.193 \text{ kJ/Kg} \quad e \quad h_{2'} = 213.506 \text{ kJ/Kg}$$

Consideremos agora as duas possibilidades sugeridas no enunciado:

a) temperatura no condensador do ciclo do vapor de àgua igual a 29ºC

calor fornecido ao ciclo

$$q = h_4 - h_2 = 2958.393 - 126.193 = 2832.200 \text{ kJ/Kg}$$

trabalho fornecido pelo ciclo

$$w = -(h_2 - h_1) - (h_5 - h_4) = 1036.672 \text{ kJ/Kg}$$

O calor cedido pela bomba de calor por cada Kg de vapor que evolui no ciclo de vapor de àgua entre as temperaturas aqui consideradas é então o seguinte:

$$\frac{1036.672}{-206.514} \times (-1232.991) = 6189.446 \text{ kJ/Kg}$$

Sendo o calor fornecido à caldeira de 2832.200 kJ/Kg, a vantagem de usar o combinado será dada pela razão

$$\frac{6189.446}{2832.200} = \frac{2.185}{1}$$

b) temperatura no condensador do ciclo de vapor de àgua igual a 50ºC

calor fornecido ao ciclo

$$q = h_4 - h_{2'} = 2958.393 - 213.506 = 2744.887 \text{ kJ/Kg}$$

trabalho fornecido pelo ciclo

$$w = -(h_{2'} - h_1) - (h_{5'} - h_4) = 915.437 \text{ kJ/Kg}$$

Fazendo as mesmas contas que anteriormente temos :

Calor cedido pela bomba de calor por cada Kg de vapor

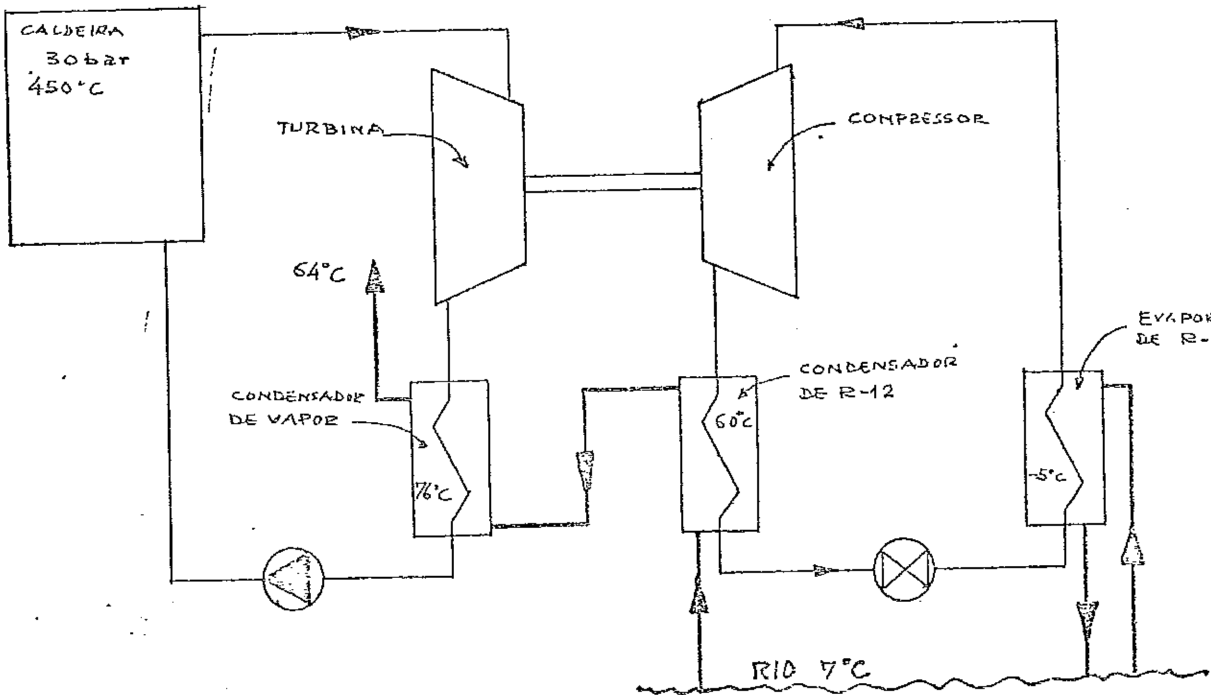
$$\frac{915.437}{-206.514} \times (-1232.991) = 5465.613 \text{ KJ/Kg}$$

teremos ainda que considerar neste caso o calor recuperado no condensador da turbina cujo valor é

$$h_{1'} - h_{5'} = 209.298 - 2038.748 = -1829.450 \text{ kJ/Kg}$$ e que

apesar do seu sinal negativo se vai adicionar ao cedido pela bomba de calor. A

PROBLEMA 7 - Aspira-se água de um rio a 7ºC que deve ser aquecida até 64ºC.
Calcular a vantagem de usar a instalação de bomba de calor que se indica em esquema, sobre o aquecimento directo da água. Admita disponível uma fonte de calor a mais de 450ºC.



- Bomba de calor a R-12

Compressor accionado por uma turbina de vapor. Temperatura do condensador 60ºC, e temperatura no evaporador -5ºC. O R-12 entra no compressor como vapor saturado e na válvula de expansão como líquido saturado.

- Instalação da turbina de vapor

Pressão e temperatura do vapor na saída da caldeira 30 bar e 450ºC respectivamente. Temperatura do condensador 76ºC.

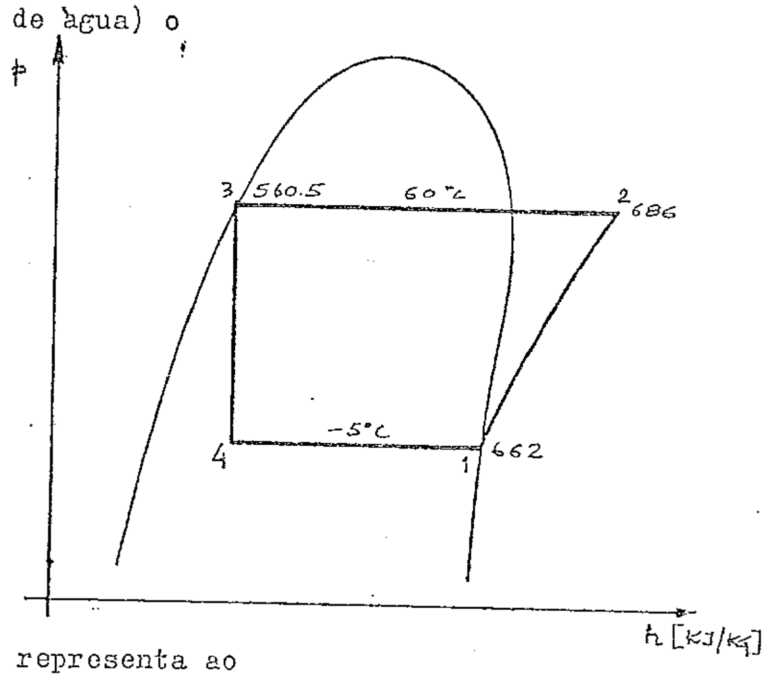
Tome para rendimento do compressor e da turbina o valor 100% e despreze todas as perdas de calor. A água aspirada do rio passa em primeiro lugar pelo condensador de R-12 e depois pelo de vapor.

RESOLUÇÃO

A solução deste problema consiste essencialmente na determinação das características dos ciclos envolvidos no processo: um ciclo de vapor de água utilizado na produção de trabalho que é fornecido ao ciclo de refrigeração, funcionando neste caso como bomba de calor.

Comecemos por esquematizar este último ciclo num diagrama p-h registando sobre ele os valores das propriedades obtidos de um diagrama de Mollier.

Teremos então para trabalho de compressão o valor $w_c = -24$ kJ/Kg e para calor cedido à fonte quente (permutador de aquecimento de água) o valor $q_a = -125.5$ kJ/Kg.



O ciclo de vapor de água, que se representa ao ao lado, é caracterizado pelos seguintes valores pertinentes para o nosso problema:

- Calor fornecido ao ciclo

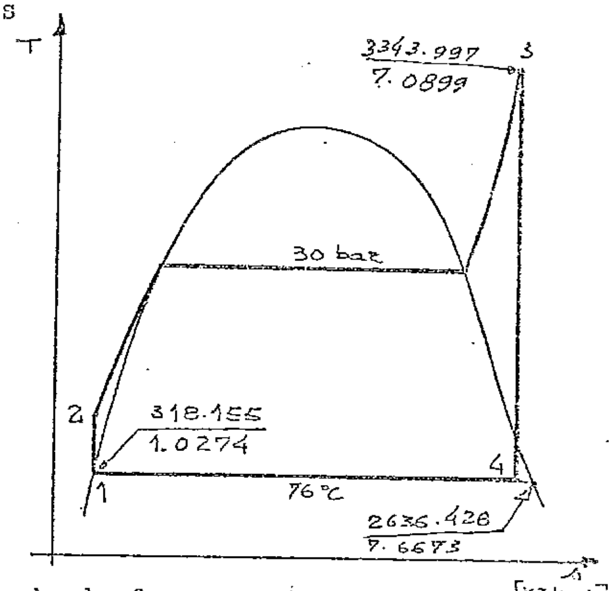
$$q_c = 3022.385 \text{ kJ/Kg}$$

- Trabalho produzido pelo ciclo

$$w_c = 905.707 \text{ kJ/Kg}$$

- Calor rejeitado no condensador

$$q_{rej} = -2116.678 \text{ kJ/Kg}$$



A determinação destes valores expõe-se a seguir de forma sucinta.

h_2 determina-se por interpolação à pressão de 30 bar, para líquido comprimido, e para o valor da entropia de 1.

$$h_2 = 253.301 + (337.037 - 253.301) \times \frac{1.0274 - 0.8290}{1.0722 - 0.8290} = 321.612 \text{ kJ/Kg}$$

Para a determinação de h_4 teremos de calcular o respectivo título tendo por base a entropia que é igual à entropia em 3.

$$X_4 = \frac{7.0899 - 1.0274}{7.6673 - 1.0274} = 0.913 \quad \text{e } h_4 = 318.155 \times (1 - X_4) + 2636.428 \times X_4 = 2434.833 \text{ kJ/Kg}$$

Poderíamos, a partir de agora calcular os valores acima dados.

O calor total fornecido à água que se pretende aquecer será o somatório de duas parcelas, uma das quais fornecida no condensador de R-12 e a outra no condensador de vapor de água.

A determinação da parcela fornecida pelo R-12 obedece à consideração de que todo o trabalho produzido pela turbina de vapor é absorvido pelo compressor do ciclo de refrigeração. Assim sendo o seu valor poderá calcular-se como segue:

$$q_{R-12} = \frac{w_{c,vapor}}{w_{c,R-12}} \times q_a = \frac{905.707}{-24} \times (-125.5) = 4736.093 \text{ kJ/Kg}$$

O calor total cedido à água nos dois condensadores será

$$q = 4736.093 + 2116.678 = 6852.771 \text{ kJ/Kg de vapor de água.}$$

A vantagem de usar o sistema indicado, sobre o aquecimento directo, calcula-se pela razão entre o calor disponível quando se utiliza o sistema turbina + bomba de calor e aquele fornecido ao ciclo de vapor para se obter este efeito.

$$\frac{q}{q_c} = \frac{6852.771}{3022.678} = 2.267/1$$

PROBLEMA 8 - Um ciclo invertido para aquecimento utiliza amoníaco como fluido de trabalho. Este entra no compressor no estado de vapor saturado a uma pressão de aspiração de 4atm. A pressão de descarga é de 20 atm e o estado na entrada da válvula de expansão é de líquido saturado. O rendimento isentrópico do compressor é de 75% e o caudal de frigorigénio na instalação é de 60 kg/min. Calcular:

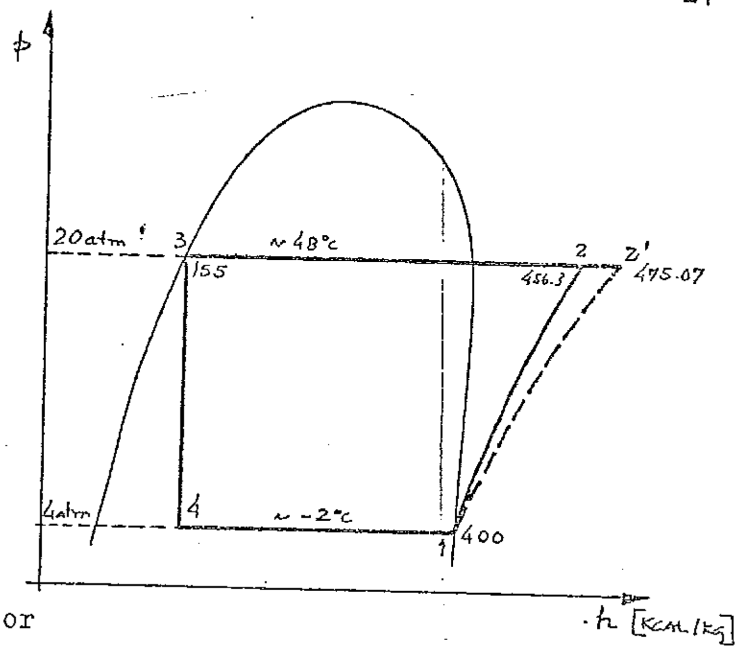
a) O C.O.P. ideal.

b) O C.O.P. real com as demais condições invariáveis.

c) A potencia calorífica do sistema no caso real.

RESOLUÇÃO

Para facilitar a resolução, os valores indispensáveis podem obter-se directamente sobre um diagrama de Mollier para o amoníaco e, encontram-se registados sobre o diagrama da figura seguinte.



a)

Teremos então um C.O.P. ideal dado por

$$C.O.P. = \frac{h_3 - h_2}{-(h_2 - h_1)} = \frac{155 - 456.3}{-(456.3 - 400)} = 5.35$$

b) Para o cálculo do C.O.P. real teremos de determinar o trabalho de compressão real, isto é, tendo em conta o rendimento isentrópico do compressor.

$$w_{real} = \frac{w_{ideal}}{\eta} = \frac{-(456.3 - 400)}{0.75} = -75.07 \text{ Kcal/Kg}$$

O calor fornecido pela bomba será agora de $h_3 - h_{2'} = 155 - 475.07 = -320.07$ Kcal/Kg

O C.O.P. real é então

$$C.O.P. = \frac{-320.07}{-75.07} = 4.26$$

c) A potencia calorífica debitada pela bomba será de

$$\dot{Q} = \dot{m} \times (h_3 - h_{2'}) = \frac{60}{60} \times (155 - 475.07) = -320.07 \text{ Kcal/s}$$
$$= -1340.07 \text{ KW}$$

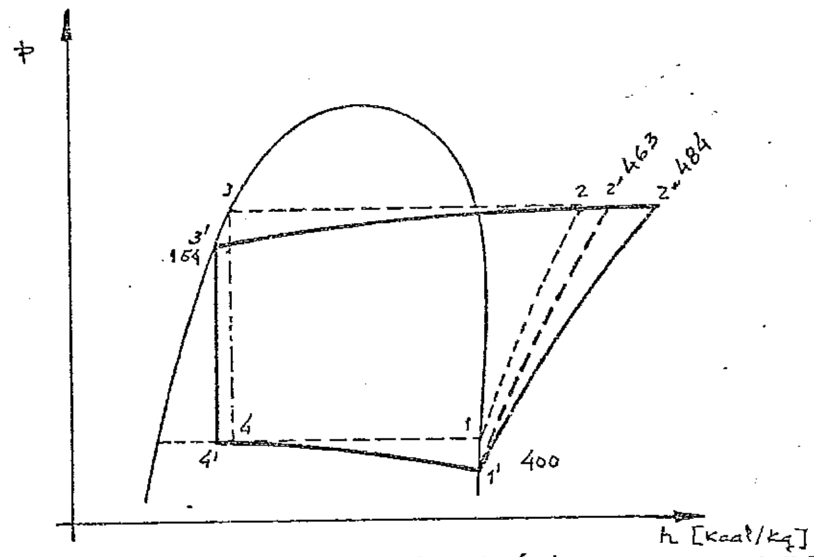
PROBLEMA 9 - Considere ainda o ciclo do problema anterior e, suponha que a perda de carga no condensador era de 0.5 atm sendo de igual valor no evaporador. Determine:

a) O C.O.P. e a potencia calorífica debitada.

b) Se o rendimento mecanico do compressor for de 85% determine qual a potencia indispensável ao motor eléctrico de accionamento do compressor e o C.O.P. do sistema.

RESOLUÇÃO

Podemos iniciar a resolução representando sobre um diagrama p-h de Mollier, o ciclo real percorrido pelo fluido. Nota-se sobre o mesmo os valores da entalpia nos pontos notáveis, extraídos de um diagrama ou obtidos por extrapolação a partir dele.



a) O valor de $h_{2'}$ obtém-se seguindo uma isentrópica que passe por 1'. $h_{2''}$ calcula-se tendo em consideração o rendimento isentrópico do compressor.

A entalpia em 1' vale aproximadamente 400 Kcal/kg. Seguindo a isentrópica que passa por esse ponto, temos à pressão de escape do compressor, 20 atm, uma entalpia de 463 Kcal/Kg, aproximadamente. O trabalho de compressão vem dado por

$$w_{c,id} = -(h_{2'} - h_{1'}) = -(463 - 400) = -63 \text{ Kcal/Kg}$$

e o trabalho de compressão real será

$$w_{c,r} = \frac{-63}{0.75} = -84 \text{ Kcal/Kg}$$

O valor em $h_{2''}$ pode agora ser calculado e é de 484 Kcal/Kg.

O calor cedido pelo condensador é, tendo em conta que a condensação não é isobárica, dado por

$$q_a = h_{3'} - h_{2''} = 154 - 484 = -330 \text{ Kcal/Kg.}$$

O valor do C.O.P. vem dado por

$$C.O.P. = \frac{-330}{-84} = 3.93$$

A potencia calorífica debitada é

$$\dot{Q} = \dot{m} \times q_a = -330 \text{ Kcal/s} = -1381.64 \text{ KW}$$

Como se pode verificar, por comparação com os resultados do problema anterior, as irreversibilidades no condensador e no evaporador traduzem-se num aumento da potencia calorífica debitada pela bomba, apesar de também ter aumentado o trabalho de compressão.

b) Sendo o rendimento mecanico do compressor de 0.85, o trabalho que o motor eléctrico deve fornecer será de

$$W_e = \frac{84 \times 4.1868}{0.85} = 413.75 \text{ KJ/Kg}$$

e a potencia a fornecer é de 413.75 KW .

O C.O.P. do sistema calcula-se pela razão entre o calor debitado e o trabalho fornecido ao veio do compressor:

$$C.O.P._{sist.} = \frac{-330 \times 0.85}{-84} = 3.34$$

Finalmente e já à margem das questões postas, se admitirmos para o motor eléctrico um rendimento de 90%, teríamos um coeficiente de performance global de 3, aproximadamente.

PROBLEMA 10 - Pretende-se construir uma bomba de calor, utilizando um determinado modelo de compressor, que forneça o máximo de calor nas melhores condições de eficiencia. Pode considerar-se que o rendimento isentrópico médio do compressor é de 75% e que tem uma razão de pressões de 1/5.

Deseja-se escolher de entre 3 frigorigénios aquele que satisfaz o objectivo pretendido, à margem de considerações económicas. Os fluidos são os seguin-

tes: AMONÍACO
MONOCLORO-DIFLUORO-METANO R-22
DICLORO- DIFLUORO-METANO R-12

As restantes características da instalação são:

- Pressão final na válvula de expansão 4 atm
- Perda de carga no evaporador e no condensador pode considerar-se 0,5 atm
- Rendimento mecanico do compressor 90%
- Rendimento do motor eléctrico 95%

Sugere-se que, para melhor apreciação, desenvolva o seu cálculo em quatro fases:

a) Determinação das características ideais do ciclo (sem irreversibilidades).

b) Determinação das características do ciclo, tendo em conta as perdas de carga, mas admitindo a compressão isentrópica.

c) Determinação das características reais do ciclo.

d) Determinação das características globais da instalação.

NOTA 1. Considere que o fluido entra no compressor como vapor saturado seco, e na válvula de expansão como líquido saturado.

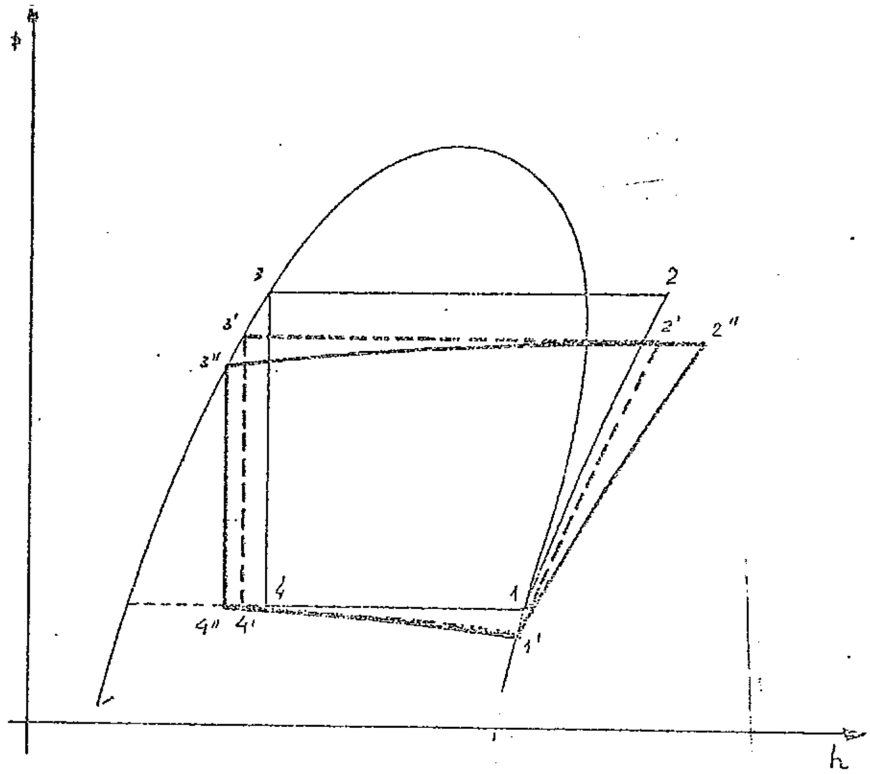
NOTA 2. Para facilidade, deve servir-se dos diagramas de Mollier (log p - h).

NOTA 3. Resolva o mesmo problema considerando que o objectivo era agora refrigerar.

RESOLUÇÃO

Abster-nos-emos de fazer aqui representações particularizadas para cada fluido. Faremos uma representação genérica num diagrama e, preencheremos depois um quadro com as pressões e entalpias correspondentes aos pontos notáveis do ciclo.

Dão-se a seguir, para cada alínea, a maneira de calcular os parâmetros correspondentes, que se resumem no quadro final.



	NH3 p [atm]	NH3 h [KJ/Kg]	R-22 p [atm]	R-22 h [KJ/Kg]	R-12 p [atm]	R-12 h [KJ/Kg]
1	4	1674.7	4	617.6	4	658.8
1'	3.5	1674.7	3.5	615.5	3.5	656.8
2	20	1921.7	20	669.9	20	689.4
2'	17.5	1917.6	17.5	669.9	17.5	686.7
2"	17.5	1981.6	17.5	688	17.5	696.7
3	20	649	20	492	20	575.6
3'	17.5	643.9	17.5	481.5	17.5	566.7
3"	17	638.5	17	471	17	564.4
4	4	649	4	492	4	575.6
4'	4	643.9	4	481.5	4	566.7
4"	4	638.5	4	471	4	564.4

	NH3 a)	NH3 b)	NH3 c)	NH3 d)	R-22 a)	R-22 b)	R-22 c)	R-22 d)	R-12 a)	R-12 b)	R-12 c)	R-12 d)
q_a [KJ/Kg]	-1272.8	-1279	-1343.1	-1343.1	-177.9	-198.9	-216.9	-216.9	-113.8	-122.3	-132.3	-132.3
W_c [KJ/Kg]	-247	-247.8	-322.6	-378.5	-52.3	-54.4	-72.4	-84.6	-30.6	-29.9	-33.9	-46.7
C.O.P.	5.15	5.27	4.2	3.55	3.4	3.65	2.99	2.56	3.72	4.09	3.91	2.84

a)

$$q_a = h_3 - h_2 \qquad \text{C.O.P.} = \frac{h_3 - h_2}{-(h_2 - h_1)}$$

$$w_c = -(h_2 - h_1)$$

b)

$$q_a = h_{3''} - h_{2'} \qquad \text{C.O.P.} = \frac{h_{3''} - h_{2'}}{-(h_{2'} - h_{1'})}$$

$$w_c = -(h_{2'} - h_{1'})$$

c)

$$q_a = h_{3''} - h_{2''} \qquad w_c = \frac{w_{c,b)}}{0.75}$$

$$h_{2''} = h_{1'} - w_c$$

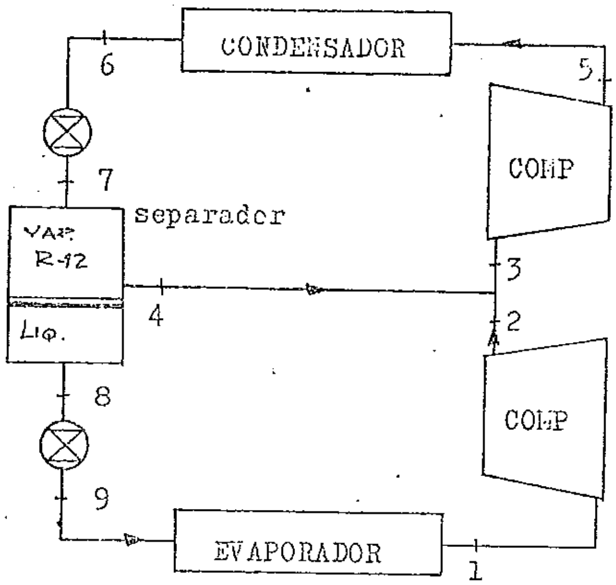
$$\text{C.O.P.} = \frac{h_{3''} - h_{2''}}{-(h_{2''} - h_{1'})}$$

d) O trabalho que é necessário fornecer ao compressor é dado pelo valor do trabalho de compressão calculado em c) a dividir pelo rendimento mecanico do compressor. O trabalho absorvido da rede pelo motor eléctrico é dado pela razão entre o trabalho calculado anteriormente e o rendimento do motor.

É evidente que se mantém a quantidade de calor fornecida pelo ciclo.

<u>CONCLUSÃO</u> : Da análise do quadro da página anterior, resulta como melhor o ciclo que utiliza o amoníaco, por ser o que apresenta um maior C.O.P.

PROBLEMA 11 - Análogamente aos ciclos motores, pode obter-se um melhor desempenho de uma instalação frigorífica à custa de um aumento da sua complexidade.



O objectivo desta disposição é a redução das perdas devidas à vaporização do frigorigénio verificada na válvula de expansão. Numa instalação simples o vapor formado na válvula de expansão passa através do evaporador sem extrair calor da fonte fria e, é necessário trabalho para comprimir este vapor conjuntamente com vapor útil (formado no evaporador) desde a pressão de evaporação até à de condensação. Na instalação em dois andares o líquido expande-se até uma pressão intermédia retirando-se, no separador, o vapor formado que passa ao compressor de alta pressão. O líquido remanescente é finalmente estrangulado numa segunda válvula e o fluido passa então ao evaporador. Requere-se assim menos trabalho, pois o vapor formado na primeira válvula de expansão passa só através do compressor de alta pressão.

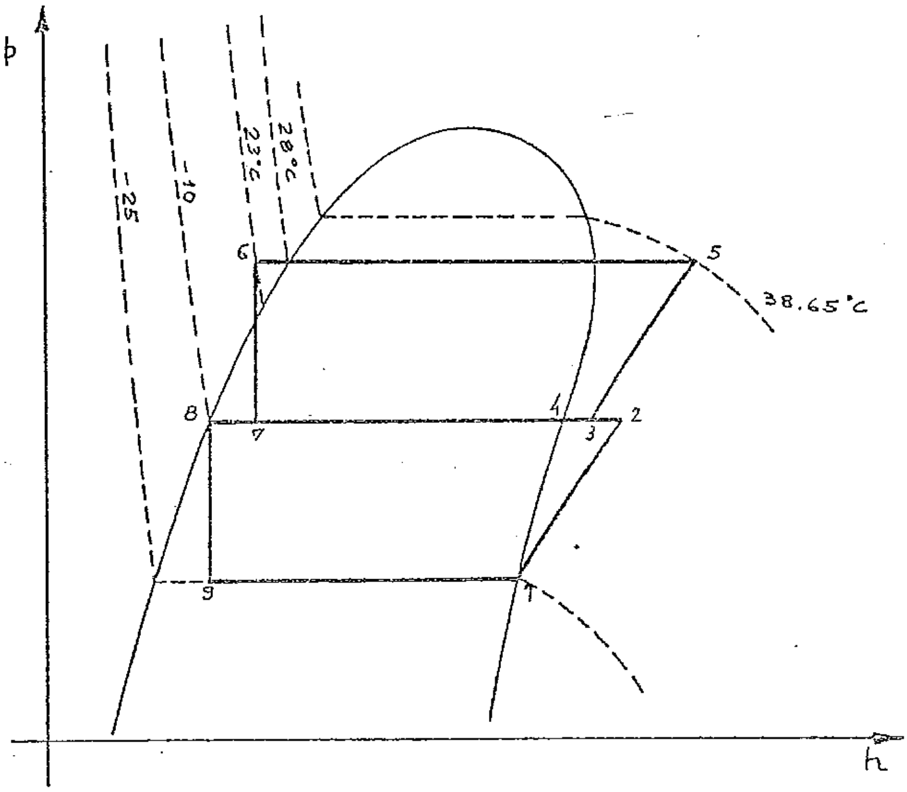
A máquina frigorífica representada emprega o R-12 como fluido de trabalho. As temperaturas de condensação e de evaporação são, respectivamente de 28ºC e -25ºC. No separador de líquido coexistem em equilíbrio líquido e vapor a -10ºC, sendo este dispositivo térmicamente isolado. O fluido sofre um subarrefecimento de 5ºC e a compressão é seca e sem sobreaquecimento, no compressor de baixa pressão. Note-se ainda que se considera $p_2 = p_3 = p_4 = p_{sat(-10ºC)}$.

Calcular:

a) A potencia frigorífica e a potencia requerida para um caudal de 0.3 Kg/s de R-12 no condensador.

b) O C.O.P. da instalação bem como o seu rendimento frigorífico.

c) O C.O.P. da instalação supondo que o R-12 entra para o compressor de baixa pressão com 10ºC de sobreaquecimento e que este é útil.



RESOLUÇÃO

a) Para resolver esta alínea, devemos começar por caracterisar todos os pontos notáveis do ciclo.

$$h_6 = h_7 = h_L(23ºC) = 440.828 \text{ KJ/Kg}$$

$$h_8 = h'(-10ºC) = 409.469 \text{ kJ/Kg}$$

$$h_4 = h''(-10ºC) = 568.861 \quad "$$

$$h_9 = h_8$$

$$h_1 = h''(-25ºC) = 561.575 \text{ kJ/Kg}$$

$$s_1 = s''(-25ºC) = 4.7679 \text{ kJ/Kg.K}$$

É necessário antes de mais determinar-se qual a fracção de R-12 que passa do separador ao compressor de alta pressão e, a que passa pelo evaporador. Temos, para isso de aplicar a este dispositivo as leis da continuidade e 1ª da termodinamica.

$$\dot{m}_6 \times h_6 + \dot{m}_4 \times h_4 + \dot{m}_8 \times h_8 = 0$$

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_4 + \dot{m}_8 = 0$$

Daqui

$$\dot{m}_4 = - \dot{m}_6 - \dot{m}_8 \qquad \dot{m}_4 = \dot{m}_6 \times \left(\frac{h_6 - h_4}{h_8 - h_4} - 1\right)$$

$$\dot{m}_6 \times (h_6 - h_4) + \dot{m}_8 \times (h_8 - h_4) \qquad \dot{m}_8 = - \dot{m}_6 \times \left(\frac{h_6 - h_4}{h_8 - h_4} \right)$$

Teremos então $\dot{m}_8 = - 0.3 \times \dfrac{440.828 - 568.861}{409.469 - 568.861} = - 0.241$ Kg/s e $\dot{m}_4$ igual a -0.059 Kg/s.

Podemos desde já calcular a potencia frigorífica da instalação:

$$\dot{q}_r = \dot{m}_{evap} \times (h_1 - h_9) = 0.241 \times (561.575 - 409.469) = 36.658 \text{ KW}$$

Calculemos agora a potencia requerida

$$\dot{W} = {}_1\dot{W}_2 + {}_3\dot{W}_5$$

Como $s_1 = s_2 = 4.7679$ kJ/Kg.K e $p_2 = p_{sat}(-10ºC) = 2.2342$ atm interpolando entre as pressões de 2 atm e 2.5 atm teremos para h_2 o valor 571.338 kJ/Kg. Para o compressor de baixa pressão a potencia requerida é

$${}_1\dot{W}_2 = \dot{m}_{evap} \times (-(h_2 - h_1)) = - 2.353 \text{ KW}$$

Para o cálculo da potencia necessária ao segundo andar de compressão tere-de, préviamente determinar exactamente qual o estado do vapor na admissão. Para isso, vamos as leis da continuidade e 1ª da termodinamica ao nodo de junção dos dois caudais

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 = 0$$

$$\dot{m}_2 \times h_2 + \dot{m}_3 \times h_3 + \dot{m}_4 \times h_4 = 0$$

$$h_3 = \frac{- \dot{m}_4 \times h_4 - \dot{m}_2 \times h_2}{\dot{m}_3} = 570.851 \text{ kJ/Kg}$$

Sendo $p_3 = 2.2342$ atm é $s_3 = 4.7672$ kJ/Kg.K. Para o ponto 5 uma vez que $s_3 = s_5$ e $p_5 = p_{sat(28ºC)} = 7.1933$ atm temos $h_5 = 592.710$ kJ/Kg

Finalmente $\quad {}_3\dot{W}_5 = \dot{m}_{cond} \times (-(h_5 - h_3)) = - 6.460$ KW

Potencia requerida total $\quad \dot{W} = - 8.813$ KW

b) O COEFICIENTE DE PERFORMANCE da instalação é dado por

$$\text{C.O.P.} = -\frac{36.658}{- 8.813} = 4.160$$

Quanto maior é a diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação, menor é o C.O.P.. Ao comparar-se este C.O.P. com os dos problemas anteriores, é necessário levar em conta esse facto.

Rendimento frigorífico

$$\eta_F = \frac{C.O.P.}{C.O.P._c}$$

sendo $C.O.P._c$ o coeficiente de performance de um refrigerador de Carnot a funcionar entre as mesmas fontes ou quando estas não sejam conhecidas, o C.O.P. de um refrigerador de Carnot a funcionar entre as mesmas temperaturas que o fluido apresenta quando cede calor ao exterior e a maior das temperaturas que o fluido atinge ao receber calor do espaço refrigerado.

Dado que desconhecemos quais as temperaturas das fontes, teremos

$$T_A = 273.15 + 23 = 296.15 \text{ K} \quad \text{e} \quad T_B = 273.15 - 25 = 248.15 \text{ K}$$

$$C.O.P._c = 5.170$$

A instalação em apreciação apresentará um rendimento frigorífico de

$$\eta_F = \frac{4.160}{5.170} = 80.5\%$$

Chama-se a atenção para o facto de este rendimento frigorífico não contabilizar totalmente as perdas associadas às trocas caloríficas com as fontes (espaço refrigerado e ambiente). Apenas são consideradas algumas perdas na troca de calor com o ambiente e as perdas por atrito na válvula de expansão.

Ao considerarmos $T_A = (273.15 + 23)$ K estamos a admitir que no ciclo real há uma certa irreversibilidade no condensador, já que neste o fluido apresenta temperaturas desde 38.65ºC (θ_3) até 23ºC e só uma quantidade muito pequena de q_a é cedida ao ambiente com o fluido a esta temperatura.

c) Consideremos agora $\theta_{1'} = -15$ºC teremos

$$p_{1'} = 1.2616 \text{ atm} \qquad h_{1'} = 567.54 \text{ kJ/Kg} \qquad s_{1'} = 4.7916 \text{ kJ/Kg.K}$$

A potencia frigorífica será então

$$\dot{q}_r = 0.241 \times (567.54 - 409.469) = 38.095 \text{ KW}$$

Agora $s_{1'} = s_{2'} = 4.7916$ kJ/Kg.K e $p_{2'} = 2.2342$ atm interpolando na tabela de vapor sobreaquecido entre as pressões de 2 atm e 2.5 atm para o valor da entropia indicado teremos, $h_{2'} = 577.905$ kJ/Kg

Analise-se novamente a junção dos dois caudais:

$$\dot{m}_{2'} + \dot{m}_{3'} + \dot{m}_4 = 0$$

$$\dot{m}_{2'} \times h_{2'} + \dot{m}_{3'} \times h_{3'} + \dot{m}_4 \times h_4 = 0$$

$$h_{3'} = \frac{-\dot{m}_4 \times h_4 - \dot{m}_{2'} \times h_{2'}}{\dot{m}_{3'}} = 576.126 \text{ kJ/Kg}$$

Considerando este valor e a respectiva pressão $p_{3'} = 2.2342$ atm teremos $s_{3'} = 4.7855$ kJ/Kg.K e sendo $s_{5'} = s_{3'}$ com $p_{5'} = 7.1933$ atm obteremos para $h_{5'}$ o valor de 598.482 kJ/Kg.

A potencia requerida pelos dois compressores será agora de

$$_{1'}\dot{W}_{2'} = \dot{m}_{evap} \times (-(h_{2'} - h_{1'})) = 0.241 \times (-(577.905 - 567.54)) =$$
$$= -2.498 \text{ KW}$$

$$_{3'}\dot{W}_{5'} = \dot{m}_{cond} \times (-(h_{5'} - h_{3'})) = 0.3 \times (-(598.482 - 576.126)) =$$
$$= -6.707 \text{ KW}$$

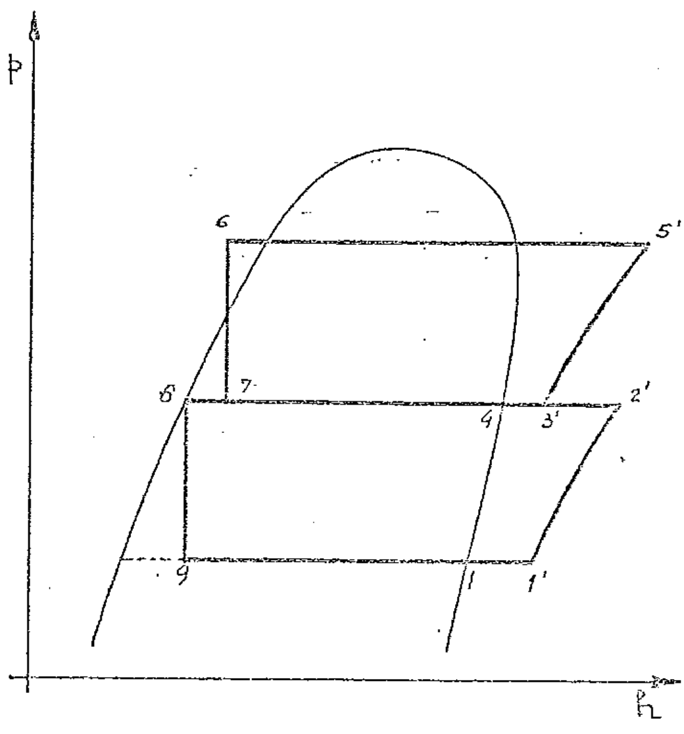
e o valor da potencia total requerida é

$$\dot{W}' = -9.205 \text{ KW}$$

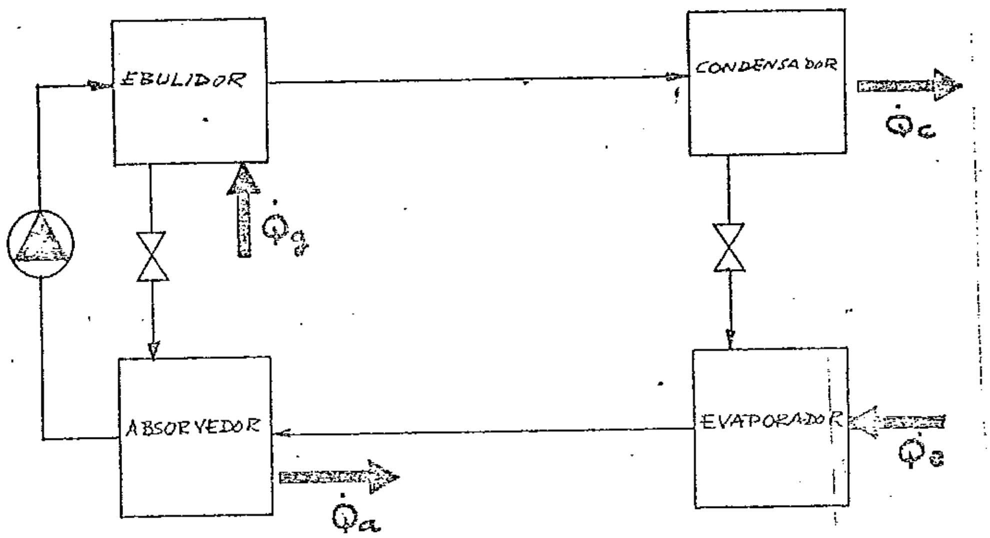
Finalmente

$$C.O.P. = -\frac{38.095}{-9.205} = 4.139$$

Neste caso, o sobreaquecimento aqui considerado útil, diminui o coeficiente de performance da instalação.



ALGUMAS CONSIDERAÇÕES SOBRE OS CICLOS DE ABSORÇÃO (Refrigeração e bomba de calor)



Representa-se na figura um esquema simples do princípio de funcionamento dum ciclo de refrigeração (ou bomba de calor) por absorção.

Num ciclo de absorção ocorrem em simultâneo efeitos de refrigeração e regeneração. Fornece-se calor ao gerador, ou ebulidor, para promover uma vaporização (libertação) contínua do refrigerante da solução. Depois o vapor de refrigerante passa ao condensador onde lhe é extraído calor provocando a liquefação do refrigerante puro.

Este líquido refrigerante passa através da válvula de expansão para o evaporador, por intermédio do qual se produz o efeito refrigerador ao ser vaporizado o refrigerante a baixa temperatura. O vapor é então dissolvido na solução fraca de refrigerante-absorvente no absorvedor, o dá origem à formação duma solução de forte concentração. Esta solução rica é então comprimida passando ao gerador, por uma pequena bomba de líquido, e o ciclo continua.

Sendo a recombinação do refrigerante com o solvente exortérmica, é necessário remover do absorvedor o calor produzido de modo a manter nele uma temperatura suficientemente baixa, à qual a afinidade química dos dois fluidos(refrigerante e solução fraca) seja mantida suficientemente alta.

Na exploração dum ciclo de absorção pode utilizar-se ar ou água no arrefecimento do condensador e do absorvedor. A pressão no absorvedor, que é equivalente à pressão no evaporador, e a respectiva concentração de refrigerante determinam a temperatura do absorvedor.

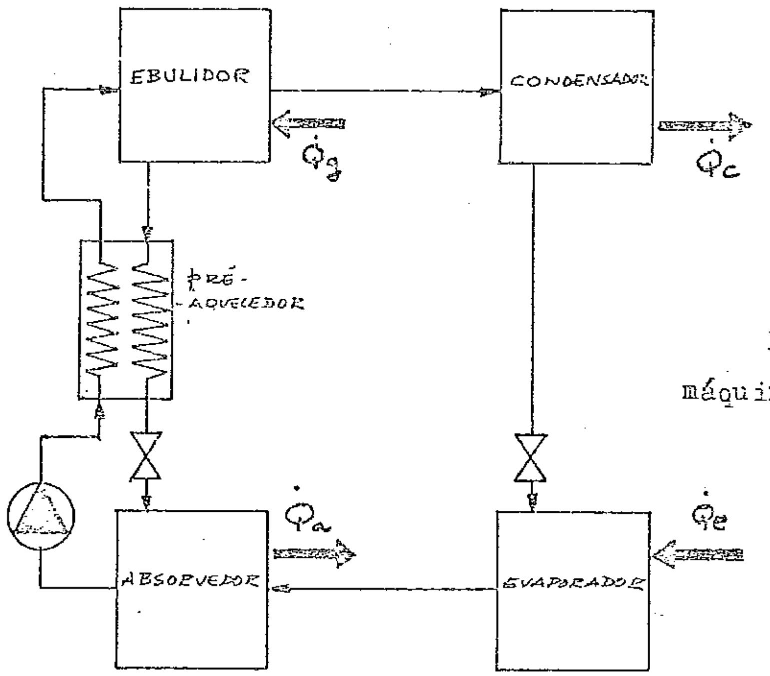
Para um ciclo de absorção ideal, o refrigerante será totalmente liquefeito à respectiva temperatura de saturação no condensador. Por isso a temperatura no condensador depende da sua pressão. A pressão no ebulidor, que é igual à pressão no condensador, e a concentração de refrigerante determinam a temperatura mínima a manter aqui para obter uma vaporização contínua de refrigerante.

Teóricamente, a concentração de refrigerante no gerador deve ser menor que a do absorvedor. Em princípio, quatro factores - temperatura do evaporador, temperatura do condensador e as concentrações de refrigerante no gerador e no absorvedor - determinarão as condições de operação dum ciclo ideal de absorção.

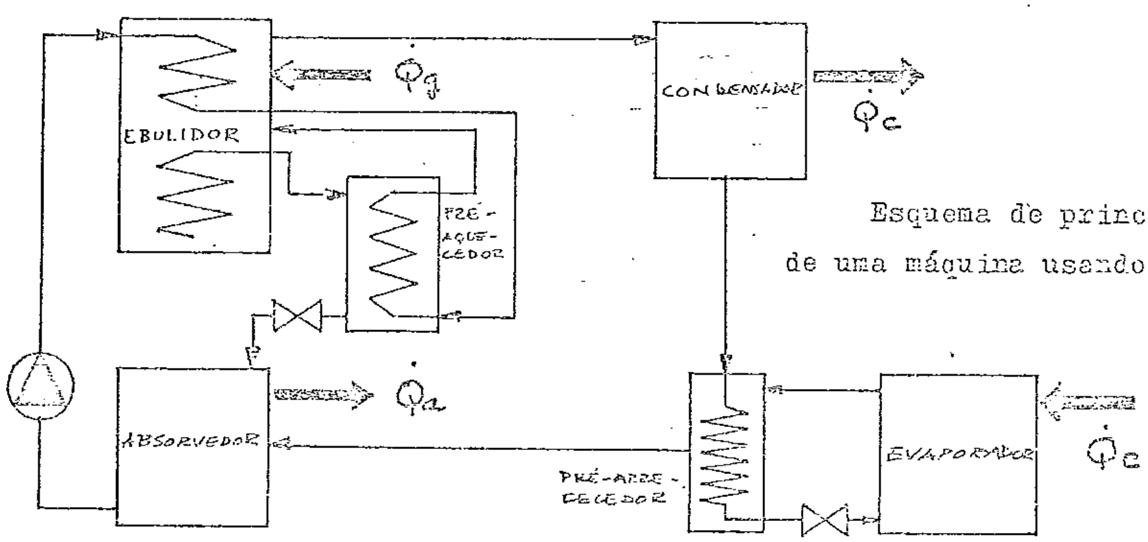
Num ciclo real de absorção, existe um permutador dd calor - economizador - entre o ebulidor e o absorvedor, com vista à recuperação de calor da solução fraca proveniente do ebulidor e pre-aquecimento da solução forte que vai do absorvedor para o ebulidor. Em alguns casos de ciclos de absorção, pode existir um gerador secundário para melhor separação do refrigerante do absorvente (no caso da solução água-amoníaco, utiliza-se uma coluna de rectificação e o gerador é constituido por dispositivos especiais de modo a purificar o mais possível o amoníaco libertado. A afinidade entre estes dois fluidos é tal que a água é capaz de dissolver até 900 vezes o seu volume de amoníaco!)

Todavia, consideraremos apenas o ciclo de absorção básico e com recuperação.

Seguem-se dois esquemas, relativos aos dois casos de soluções mais vulgarmente usadas nos ciclos de refrigeração por absorção.



Esquema de princípio de uma máquina usando água - BrLi



Esquema de princípio de uma máquina usando água-NH_3

PROBLEMA 12 - Deseja-se assegurar uma produção de 100 000 fg/h. Comparar o trabalho de compressão que é necessário desenvolver nos ciclos de compressão de vapor e de absorção tendo as mesmas temperaturas de condensação e de evaporação, respectivamente 30ºC e -5ºC, e as restantes características sendo as seguintes:

Ciclo de absorção

- Temperatura do ebulidor 100ºC
- Temperatura do absorvedor 38ºC
- Concentração da solução fraca que deixa o ebulidor $X_f = 0.340$
- Concentração da solução rica que deixa o absorvedor $X_r = 0.440$

Ciclo de compressão

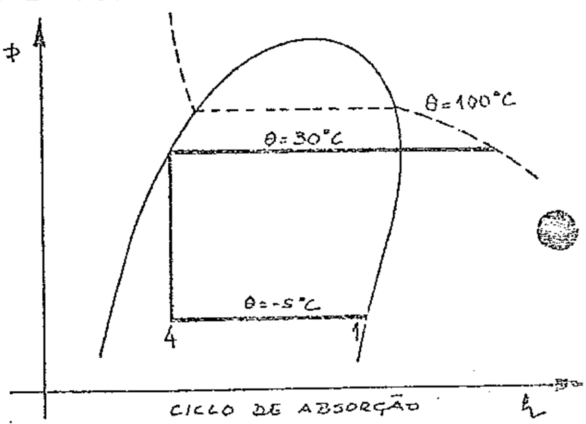
- O frigorigénio entra no compressor no estado de vapor saturado seco.
- O estado de entrada na válvula de expansão é o de líquido saturado.

Considere os dois ciclos ideais.

RESOLUÇÃO

Comecemos por determinar qual a quantidade de refrigerante que é necessário fazer passar pelo evaporador para extrair o calor indicado.

100 000 fg/h = 116.3 KW



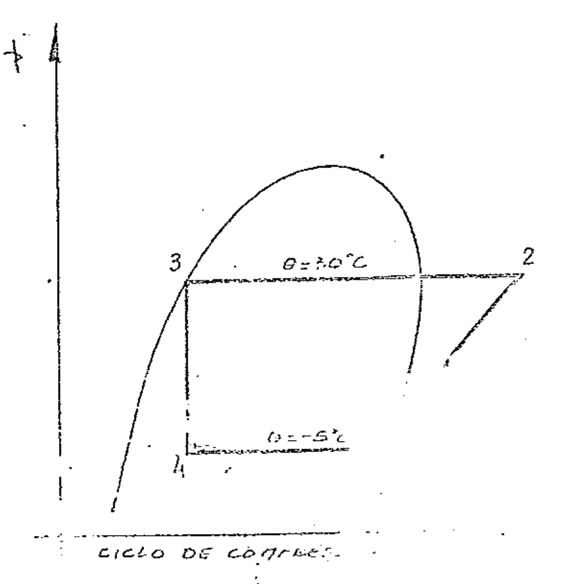
O calor extraído por cada Kg de refrigerante que se evapora no evaporador vem dado pela diferença entre as entalpias correspondentes aos pontos 1 e 4, cujos valores se podem ler num diagrama de Mollier, por exemplo o diagrama 2-b dos vendidos com as tabelas.

Temos

$$h_4 = 0.642 \text{ MJ/Kg e } h_1 = 1.758 \text{ MJ/Kg}$$

o que dá $q_r = 1116$ kJ/Kg

Sendo o caudal necessário de 375.2 Kg/h



POTENCIA DA BOMBA - A diferença de concentrações entre a solução rica e a fraca é de 0.1, é portanto necessário fazer circular 10 Kg de solução para pôr em jogo 1 Kg de NH_3 no circuito frigorigénio. A bomba deve assegurar, portanto, um caudal de 3752 Kg/h.

Do diagrama podemos concluir que para θ = 30ºC

a pressão correspondente é 11.8 atm, que como se disse na introdução é também a pressão no ebulidor. Para $\theta = -5ºC$ temos uma pressão de saturação de 3.6 atm. A bomba deve então fornecer um caudal de 3752 Kg/h para um diferencial de pressões de 8.2 atm a que correspondem aproximadamente 8.2×10^5 N/m^2.
Teremos então para potencia da bomba

$$\dot{W} = \frac{3752}{3600} \times 8.2 \times 10^5 \times 10^{-3} = 0.855 \text{ KW}$$

Considerou-se aqui que o volume específico da solução era sensivelmente igual ao da água, isto é, 10^{-3} m^3/Kg.

POTENCIA DO COMPRESSOR DUMA MÁQUINA DE COMPRESSÃO DE VAPOR

O trabalho de comprssão para uma máquina deste tipo é dado por

$$\dot{W} = \dot{m} \times (-(h_2 - h_1)) = \frac{375.2}{3600} \times (-(1929.2 - 1756.3)) = 18 \text{ KW}$$

uma vez que o que se comprime nesta máquina é apenas o vapor do frigorigénio.

A conclusão que deste cálculo rapidamente se pode tirar é que se se dipuser de uma fonte de calor, por exemplo calor de recuperação, a uma temperatura algo superior aos 100ºC necessários no ebulidor, ou mesmo qualquer outra a baixo preço, a utilização do ciclo de absorção oferece vantagens inegáveis relativamente ao ciclo de compressão de vapor. Saliente-se, por exemplo a possibilidade de utilização de colectores solares para o fornecimento da energia necessária ao ebulidor, particularmente quando a máquina se destinar a fazer parte duma instalação de climatização, onde o máximo das necessidades coincide sensivelmente com o máximo de energia disponível para fornecer ao ebulidor.

PROBLEMA 13 - Uma instalação de aquecimento tem de satisfazer uma carga extrema de 140 KW e utiliza uma bomba de calor por absorção em que o fluido de trabalho é uma solução de água - brometo de lítio.

A temperatura da água de aquecimento é de 55ºC e o condensador trabalha a 70ºC.

A bomba extrai calor da napa freática por meio de um poço que fornece o caudal necessário a 16ºC, duma forma regular ao longo da estação de aquecimento. O evaporador funciona a 7ºC com um diferencial mínimo de temperaturas de 5ºC. A água de refrigeração do absorvedor sai a 25ºC e deve ser fornecida ao evaporador.

A concentração ponderal de brometo de lítio na solução

tem para valores máximo e mínimo, respectivamente 58.5% e 54%.
O refrigerante sofre um sobreaquecimento de 3ºC no evaporador e um subarrefecimento de 10ºC no condensador.

Determine:

a) Os caudais de refrigerante e da solução de água - brometo de lítio, necessários ao funcionamento da instalação.

b) O caudal de água a extrair do poço para o funcionamento de ponta da instalação.

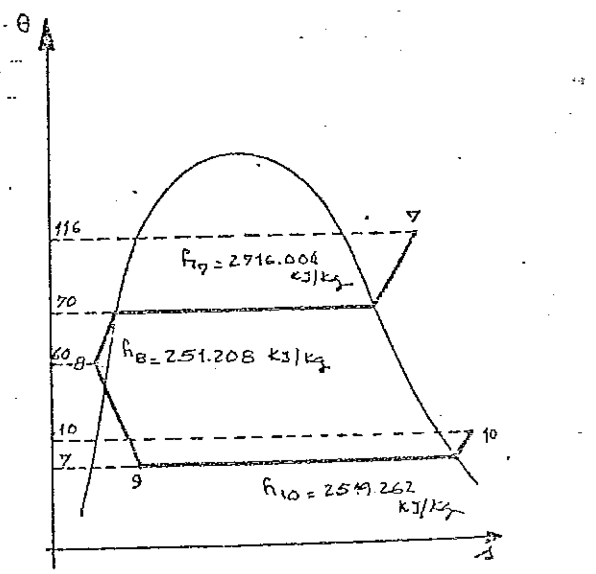
c) O C.O.P. do ciclo, desprezando todos os trabalhos de bombagem.

d) Toda a água rejeitada a temperatura superior a 16ºC pode ser utilizada. Calcule um novo C.O.P. da instalação, tendo em conta este facto e, continuando a desprezar os trabalhos de bombagem.

NOTA: Utilize o diagrama de concentrações de brometo de lítio em solução aquosa, tendo em conta que a origem das entalpias não é a mesma que a das tabelas de vapor de água.
O diagrama de concentrações encontra-se na página 38.

RESOLUÇÃO

Como se sabe, numa instalação funcionando com uma solução de água - brometo de lítio, o refrigerante é a água. Podemos começar a resolução, determinando as quantidades de calor trocadas pelo refrigerante no condensador e no evaporador. Utilizemos para isso as tabelas de vapor de água onde podemos ler, para as situações indicadas no enunciado. Indica-se sobre o diagrama θ - s o desenvolvimento do ciclo percorrido pelo refrigerante puro.



Temperatura no condensador 70ºC $p_{sat} = 0.3178$ atm

Temperatura no evaporador 7ºC $p_{sat} = 0.01$ atm

Como a pressão no condensador é igual à do ebulidor, e a do absorvedor igual à do evaporador, uma vez que o diagrama de concentrações apresenta as pressões em mmHg temos de fazer a conversão para esta unidade dos valores acima. Temos

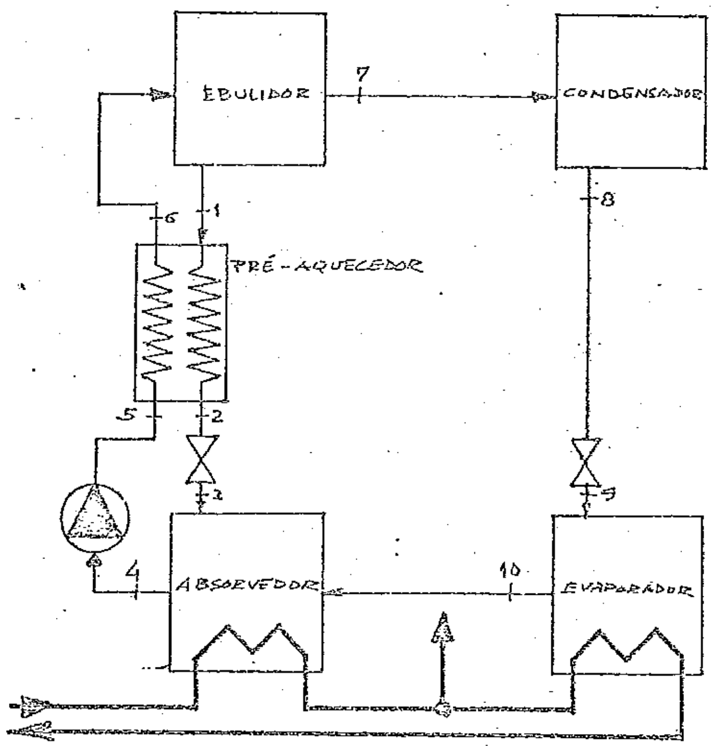
$$p_{ebulidor} = p_{condensador} = 241.5 \text{ mmHg}$$

$$p_{evaporador} = p_{absorvedor} = 7.6 \text{ mmHg}$$

Recorrendo agora ao diagrama de concentrações, podemos concluir que,para a concentração que a solução mantém no ebulidor, 58.5%, a temperatura de equilíbrio é de, aproximadamente, 116ºC, valor este que se indica já sôbre o diagrama anterior, como sendo a temperatura a que o refrigerante, vapor de àgua, deixa o ebulidor ou gerador.

Os restantes valores de entalpias marcados sobre o diagrama ou foram lidos das tabelas de vapor ou calculados a partir delas por interpolação, operações que nos dispensamos de ilustrar aqui, por serem por demais conhecidas de outros capítulos.

Repetimos aqui o esquema já apresentado na página 29, que representa o princípio de funcionamento de uma instalação cujo fluido de trabalho é a solução que ora se considera.



Do diagrama apresentado podemos concluir que o calor rejeitado,por Kg de refrigerante condensado é

$$q_a = h_2 - h_1 = 251.208 - 2716.004 = - 2464.796 \text{ kJ/Kg}$$

a) Com base nas considerações até agora expendidas,podemos já calcular o caudal de refrigerante necessário ao funcionamento da instalação:

$$\dot{m}_r = \frac{140}{2464.796} = 0.0568 \text{ Kg/s} = 204.48 \text{ Kg/h}$$

Vamos agora tratar, dentro desta mesma alínea, da maneira de calcular com base no que já conhecemos, qual o caudal de solução que é necessário movimentar para obter a quantidade de refrigerante desejada.

A base do cálculo é a consideração de que o refrigerante libertado no ebulidor é puro. (como dado prático podemos desde já registar que é assim quando se usa a solução de àgua - brometo de lítio, como neste caso, o mesmo não se passando relativamente à solução de àgua - amoníaco em que, devido à grande afinidade química entre os dois componentes e ao facto de os seus pontos de ebulição diferirem de apenas 133ºC, é sempre arrastada alguma àgua pelo amoníaco que deixa o ebulidor), e que, portanto, toda a massa do outro componente se mantém na solução fraca, dita absorvente, que flui do ebulidor para o absorvedor onde será de novo enriquecida com o vapor do refrigerante proveniente do evaporador, que ali vai ser diluído.

Sendo assim, podemos escrever

$$(\dot{m}_b - \dot{m}_a) \times X_b = \dot{m}_a \times (X_a - X_b) \qquad \text{em que}$$

$\dot{m}_b$ - caudal de solução forte, que passa na bomba

$\dot{m}_a$ - caudal da solução fraca, absorvente, que deixa o ebulidor

X_a - concentração ponderal de BrLi na solução fraca

X_b - " " " " " " forte (rica).

Podemos traduzir por palavras simples esta expressão: O aumento da concentração de BrLi na solução fraca, note-se que estes adjectivos se referem ao refrigerante, é equivalente à diluição de uma quantidade adicional de BrLi, que é afinal a que foi libertada pelo refrigerante vaporizado(vapor de àgua), sendo essa quantidade traduzida duma forma muito clara pelo primeiro membro da equação.

A equação pode tomar uma outra forma, uma vez que $\dot{m}_b - \dot{m}_a = \dot{m}_r$ como facilmente se deduz dos esquemas apresentados.

Temos, finalmente

$$\dot{m}_a = \frac{X_b}{X_a - X_b} \times \dot{m}_r \qquad \text{e} \qquad \dot{m}_b = \left(1 + \frac{X_b}{X_a - X_b}\right) \times \dot{m}_r$$

Substituindo os valores das concentrações e do caudal de refrigerante, obtemos,

$$\dot{m}_a = 2007.62 \text{ Kg/h} \qquad \dot{m}_b = 2212.10 \text{ Kg/h}$$

Respondemos desta forma à alínea a).

b) A resposta à questão posta nesta alínea, determina a necessidade do cálculo das quantidades de calor a extrair do absorvedor, e a fornecer ao evaporador, uma vez que de acordo com a descrição da instalação a àgua proveniente do poço é fornecida ao absorvedor e, a partir deste ao evaporador, mas, não sabemos à priori, qual dos dois dispositivos exige maior caudal.

Admitiremos que a àgua de refrigeração é fornecida à pressão de uma atm e e que o calor específico médio é $\bar{c}_p = 4.2078$ kJ/Kg.K .

De acordo com os valores registados no diagrama de vapor atrás, o calor a fornecer ao evaporador por Kg de refrigerante é de 2268.262 kJ, ou seja uma potencia de

$$2268.262 \times 204.48 = 463.8 \times 10^3 \text{ kJ/h}$$

Quanto ao calor a extrair do absorvedor, teremos de fazer uma análise ao ciclo em termos da 1ªLei da Termodinâmica, para o determinarmos. Isto porque, como já se sabe, a absorção da água pela solução fraca é exotérmica, mas a determinação da quantidade de calor libertada na reacção por processos diferentes dos até aqui utilizados, está fora do objectivo do presente trabalho. Assim ao fazermos um balanço energético global ao ciclo, viremos indirectamente à determinação dessa quantidade de calor.

Para podermos proceder a esse balanço, comecemos por determinar, sobre o diagrama de concentrações, os valores da entalpia da solução nos pontos notáveis, onde se considera que a solução está em equilíbrio químico. Esses pontos são os seguintes:

ponto 1 - saída do ebulidor $h_1 = 176.36$ Kcal/Kg
ponto 3 - entrada do absorv. $h_3 = 113$ "
ponto 4 - saída do absorv. $h_4 = 107$ "

Aplicando agora a 1ªLEI ao pré-aquecedor, temos:

$$h_6 = h_4 + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b} \times (h_1 - h_2) = 165.49 \text{ Kcal/Kg}$$

Considerou-se desprezável a variação de entalpia devida à compressão na bomba. Estamos já em condições de proceder ao balanço energético do ebulidor. Precisamos, no entanto, de levar em consideração a advertencia feita na nota: as origens dos eixos das entalpias não é comum às tabelas de vapor e ao diagrama de concentrações. Vejamos como determinar a correcção a introduzir:

Do diagrama, para uma concentração nula de BrLi e para a temperatura de 0ºC, temos uma pressão de 4.5 mmHg, aproximadamente 0.0059 atm e uma entalpia de 180 Kcal/Kg. Procurando nas tabelas de vapor a pressão de saturação 0ºC, encontramos 0.006228 atm, a que corresponde uma entalpia de líquido saturado nula. Portanto, o estado definido no diagrama de concentrações, é um estado de líquido comprimido, ligeiramente abaixo da pressão de saturação. Podemos então sem erro assinalável considerar identicos os dois estados e, a partir daqui relacionar as origens dos eixos da entalpia nos dois casos:

Como fácilmente se depreende, teremos de adicionar aos valores lidos nas tabelas de vapor de água um valor correspondente à diferença entre as origens, isto é, 180 Kcal/Kg ou 753.624 kJ/Kg.

Podemos já escrever a equação da primeira Lei aplicada ao ebulidor:

$$-\dot{m}_7 \times h_7 + \dot{m}_6 \times h_6 - \dot{m}_1 \times h_1 + \dot{q}_g = 0$$

donde se tira $\dot{q}_g = 659.175 \times 10^3$ KJ/h

Passando finalmente ao balanço global das trocas de calor da máquina com as imediações, podemos escrever:

$$\dot{q}_a + \dot{q}_g + \dot{q}_c + \dot{q}_e = 0$$

$$\dot{q}_a = (2464.796 - 2268.054) \times 204.48 - 659.175 \times 10^3 =$$

$$= -618.945 \times 10^3 \text{ kJ/h}$$

É agora um procedimento linear a determinação dos caudais de arrefecimento absorvedor e aquecimento do evaporador.

ABSORVEDOR: $\Delta\theta = 9$ºC $\quad q = \bar{c}_p \times \Delta\theta = 37.87$ kJ/Kg

Caudal necessário $\quad \dot{m} = \dfrac{\dot{q}_a}{q} = 16.344$ ton/h $\cong 16.344$ m^3/h

EVAPORADOR: Vamos começar por admitir que o caúdal de refrigeração do absorvedor é suficiente para fornecer ao evaporador o calor necessário. Neste caso, tendo em conta que a temperatura mínima do lado quente é de 12ºC, temos:

$\Delta\theta = 13$ºC $\quad q = \bar{c}_p \times \Delta\theta = 54.7$ kJ/Kg

Caudal necessário $\quad \dot{m} = \dfrac{\dot{q}_e}{q} = 8.479$ ton/h $\cong 8.479$ m^3/h

É, como se vê, correcta a hipótese admitida. O caudal que é necessário extrair do poço para o funcionamento da instalação é de aproximadamente 16.344m^3/h.

c) O cálculo do C.O.P. do ciclo levará apenas em conta as trocas de calor, uma vez que o trabalho de compressão na bomba tem uma ordem de grandeza bastante inferior a estas trocas. Assim sendo, calcular-se-à como sendo a razão entre o calor útil obtido, e o calor fornecido para o obter.

$$C.O.P. = \frac{\dot{q}_c}{\dot{q}_g} = \frac{2464.796 \times 204.48}{659.175 \times 10^3} = 0.765$$

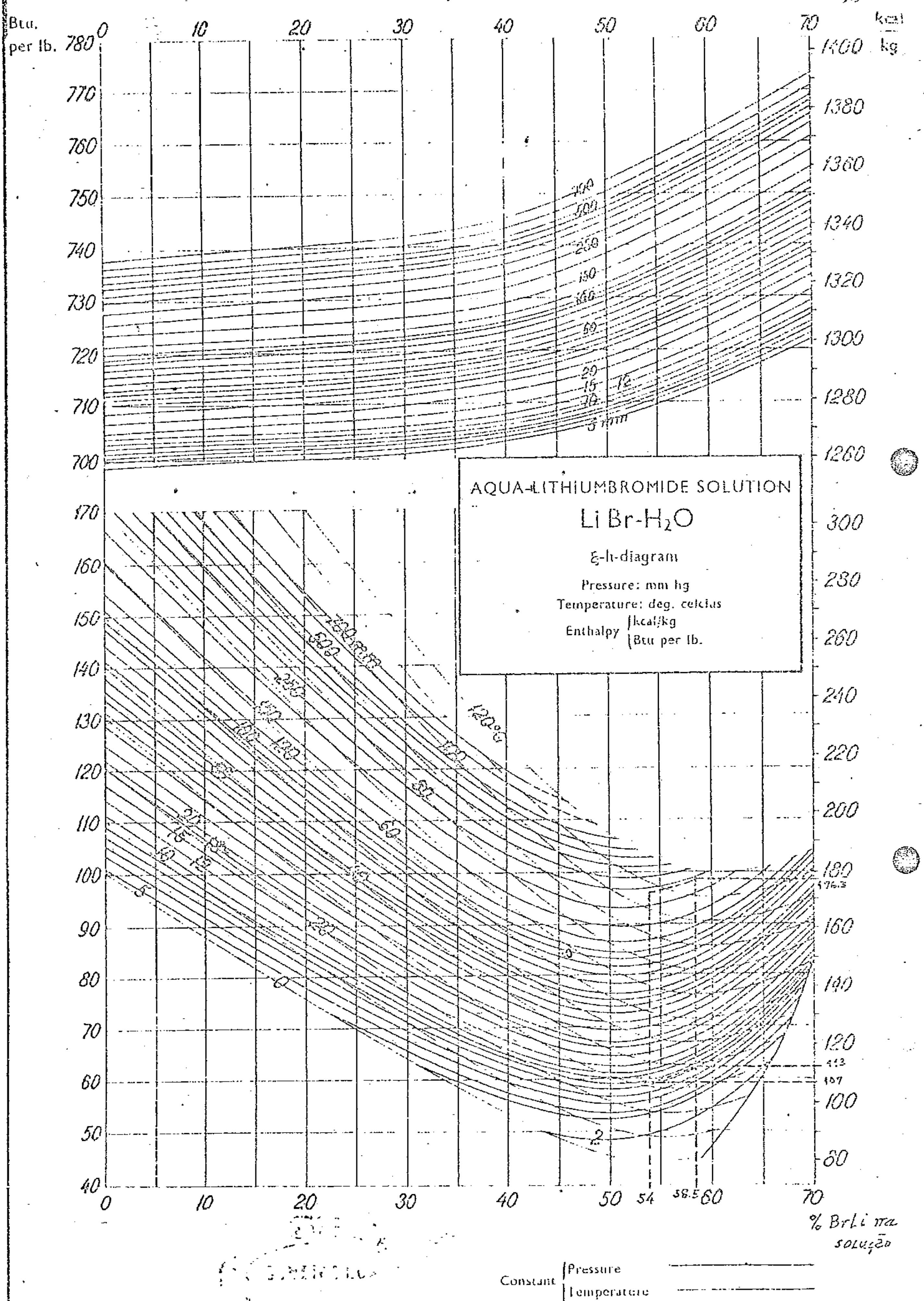
d) Considerando agora a fracção do caudal que passou pelo absorvedor, e que sai a 25ºC, que não é utilizada no evaporador, temos um ganho relativamente à água disponível no poço, de 9ºC.

Em termos de energia temos:

$$\dot{q}'_a = (\dot{m}_a - \dot{m}_e) \times \bar{c}_p \times \Delta\theta = (16.344 \times 10^3 - 8.479 \times 10^3) \times$$
$$\times\ 4.2078 \times 9 = 297.849 \times 10^3 \text{kJ/h}$$

E o novo C.O.P. da instalação é

$$C.O.P. = \frac{2464.796 \times 204.48}{659.175 \times 10^3 - 297.849 \times 10^3} = 1.395$$


AQUA-LITHIUMBROMIDE SOLUTION
Li Br-H_2O
ξ-h-diagram
Pressure: mm hg
Temperature: deg. celcius
Enthalpy kcal/kg, Btu per lb.
Btu. per lb.
kcal/kg
% BrLi na solução
Constant Pressure
Temperature

MB 15