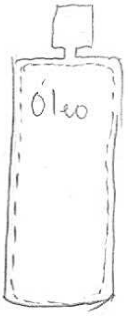
CAP 4 Exercícios propostos – Setembro de 2012

4.5 Óleo vegetal para cozinha é acondicionado em um tubo cilíndrico equipado com bocal para *spray*. De acordo com o rótulo, o tubo é capaz de fornecer 560 *sprays*, cada um com uma duração de 0,25 s com massa igual a 0,25 g. Determine

(a) a vazão mássica para cada *spray* em g/s.

(b) a massa, em g, no tubo ao final de 560 *sprays* se a massa inicial é de 170 g.



$n_{SPRAY} = 560$; $\Delta t = 0{,}25\,s$; $0{,}25\,g$

ⓐ VAZÃO MÁSSICA $\dot{m} = \dfrac{m}{\Delta t} = \dfrac{0{,}25\,\cancel{g}}{0{,}25\,\cancel{s}} = \underline{1\,g/s}$ //

ⓑ Utilizando a equação de conservação da massa para um volume de controle em um intervalo Δt.

$$m_{vc}(t + \Delta t) - m_{vc}(t) = \cancel{m_e} - m_s$$

NÃO ENTRA MASSA

• Massa que sai

$$m_s = n_{SPRAY} \times \underline{0{,}25\,g/SPRAY} = 140\,g$$

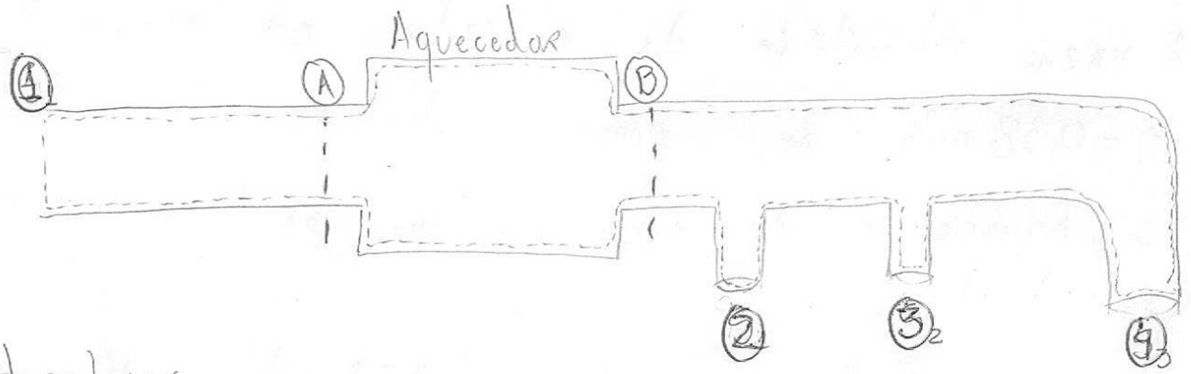
• Substituindo

$$m_{vc}(0 + \Delta t) = 170\,g - 140\,g$$

$$\underline{m_{vc} = 30\,g} \;//$$

4.11 Ar entra em um aquecedor elétrico doméstico a 75°F (23,9°C) e 1 atm com uma vazão volumétrica de 800 ft³/min (0,38 m³/s). O aquecedor fornece ar a 120°F (48,9°C) e 1 atm para um sistema de tubulação com três ramificações que consiste em dois dutos de 6 in (0,15 m) de diâmetro e outro de 12 in (0,30 m) de diâmetro. Se a velocidade nos dutos de 6 in for de 10 ft/s (3,0 m/s) e considerando uma operação em regime permanente, determine

(a) a vazão mássica do ar que entra no aquecedor, em lb/s.
(b) a vazão volumétrica em cada um dos dutos de 6 in, em ft³/min.
(c) a velocidade no duto de 12 in, em ft/s.



Hipoteses

- Operação em regime permanente
- Não há dissipação viscosa $\Delta P = 0$ (Pressão constante)
- O gás se comporta como gás ideal

①	②	③	④
$P_1 = 1\,atm$	$P_2 = 1\,atm$	$P_3 = 1\,atm$	$P_4 = 1\,atm$
$T_1 = 23,9°C =$	$T_2 = 48,9°C$	$T_3 = 48,9°C$	$T_4 = 48,9°C$
$\dot{V} = 0,38\,m^3/s$	$A_2 = 0,15\,m$	$A_3 = 0,15\,m$	$A_4 = 0,30\,m$
	$V_2 = 3\,m/s$	$V_3 = 3\,m/s$.	

ⓐ Equação para um gás ideal

$$P\dot{V} = \dot{m} \cdot R\,T \Rightarrow \dot{m} = \frac{P \cdot \dot{V}}{R\,T} =$$

$$\dot{m} = \frac{1\,atm \times 0,3\,m^3/s}{8,2 \cdot 10^{-5}\,\frac{atm\,m^3}{mol\,K} \cdot 296,9\,K} \cdot \left| \frac{28,97\,g}{1\,mol} \right| \cdot \left| \frac{2,2046 \cdot 10^{-3}}{1\,g} \right|$$

$$\dot{m} = 0,79\,\frac{lb}{s}$$

(b) As areas de secção em cada duto (2) e (3) e similar

$$V_2 = V_3 = 3\ m/s$$

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_3 = A \times V = \frac{\pi D^2}{4} \times V = \frac{\pi (0,15)^2}{4} \times 3 \cdot (m^2) \frac{m}{s}$$

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_3 = 5,30 \times 10^{-2} \frac{m^3}{s} \times \left| \frac{35,315 ft^3}{1 m^3} \right| \left| \frac{60 s}{1 min} \right| = 112,33 \frac{ft^3}{min}$$

(c) A vazão volumétrica de entrada na secção (A) e $\dot{V}_1 = 0,38\ m^3/s$ ao passar pelo aquecedor o ar se aquece e se expande. Como se trata de um gás ideal

$$\frac{\cancel{P_A} \dot{V}_A}{T_A} = \frac{\cancel{P_A} \dot{V}_B}{T_B} \Rightarrow \frac{0,38\ m^3/s}{297,05 K} = \frac{\dot{V}_B}{322,05 K}$$

$$\dot{V}_B = 0,412 \frac{m^3}{s}$$

Toda a vazão que passa por (B) deve sair por (2), (3) e (4)

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_3 = 5,30 \cdot 10^{-2} \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V}_B = \dot{V}_2 + \dot{V}_3 + \dot{V}_4 \Rightarrow \text{logo } \dot{V}_4 = 0,306 \frac{m^3}{s}$$

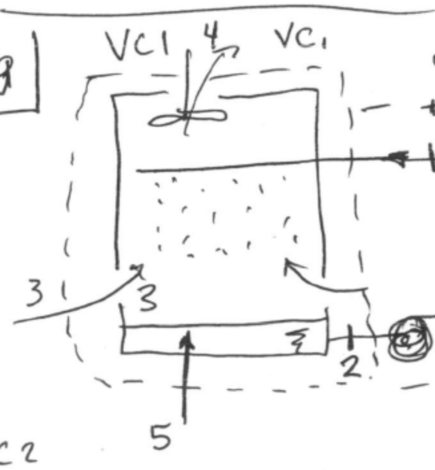
• Calculando a velocidade

$$\dot{V}_4 = 0,306 \frac{m^3}{s} = V_4 \cdot A_4 = V_4 \cdot \frac{\pi (0,30)^2}{4} \Rightarrow V_4 = 4,33\ m/s$$

• Convertendo a unidade $m \rightarrow ft$

$$V_4 = 4,33 \frac{m}{s} \times \left| \frac{1 ft}{0,3048 m} \right| \Rightarrow V_4 = 14,20\ ft/s$$

4.19



água: $\dot{m}_1 = 4000\ lb/h\ (0{,}50\ kg/s)$, $T_1 = 48{,}9°C$

ar: $T_3 = 21{,}1°C$, $p_3 = 1\,atm$, $\dot{V} = 3000\ pé^3/min = 1{,}4\ m^3/s$

$T_2 = 80°F$

$\dot{m}_4 = 1{,}8\ kg/s$

$\dot{m}_5 = ?$

no VC2: se não há vazamentos de água e o sistema aberto opera em RP:

$$\boxed{\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = 0{,}50\ kg/s}$$

4.19 - cont.

Para o ar: ~~balanço de massa~~ 1 atm = 1,01325 bar

$$\dot{m}_3 = \frac{(AV)_3}{v_3} = \frac{(AV)_3 \cdot p_3}{RT_3} = \frac{1{,}4 \cdot 1{,}01325 \cdot 10^5}{287 \cdot 294{,}25} = 1{,}68\ kg/s$$

$T_3 = 21{,}1°C$

$\dot{m}_4 = 1{,}8\ kg/s$

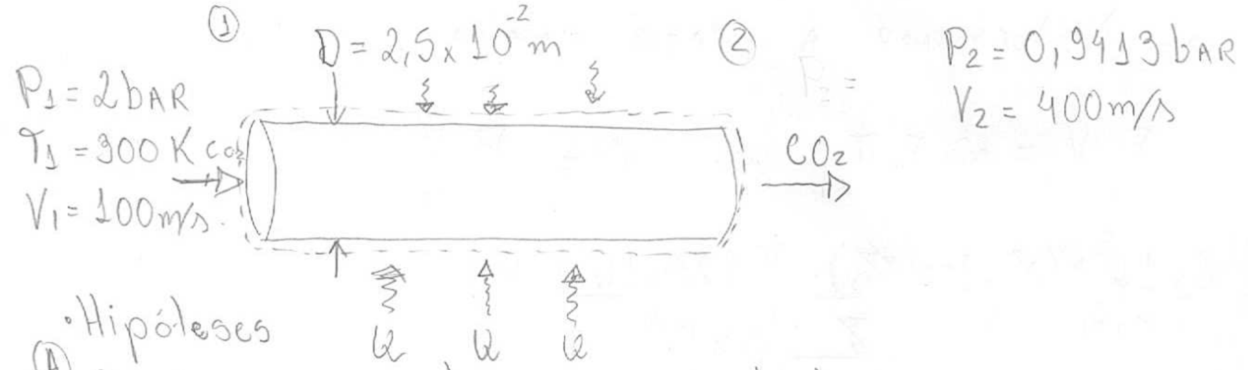
Balanço de massa na torre (em R.P.)

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \Rightarrow \cancel{\dot{m}_1} + \dot{m}_3 + \dot{m}_5 = \cancel{\dot{m}_2} + \dot{m}_4$$

$$\boxed{\dot{m}_5 = \dot{m}_4 - \dot{m}_3 = 1{,}8 - 1{,}68 = 0{,}12\ kg/s = 7{,}2\ kg/min}$$

Ou seja: a quantidade de água de reposição corresponde à quantidade de água que evaporou e foi carregada pelo ar úmido que sai da torre.

4.26 Dióxido de carbono gasoso é aquecido à medida que escoa através de um tubo de 2,5 cm de diâmetro. Na entrada a pressão é 2 bar, a temperatura vale 300 K e a velocidade é de 100 m/s. Na saída, a pressão e a velocidade valem, respectivamente, 0,9413 bar e 400 m/s. O gás pode ser tratado como um gás ideal com um calor específico constante $c_p = 0,94$ kJ/kg · K. Abandonando os efeitos de energia potencial, determine a taxa de transferência de calor para o dióxido de carbono, em kW.



· Hipóteses

Ⓐ O gás se comporta como gás ideal

Ⓑ $C_p = 0,94 \ \mathrm{kJ/kg \cdot K}$

Ⓒ Opera em regime permanente

Ⓓ Desprezando a energia cinética e potencial

Ⓔ trabalho não cruza o VC

Para um gás ideal $\dfrac{P_1 V_1}{T_1} = \dfrac{P_2 V_2}{T_2}$

· Substituindo e sabendo que as áreas $A_1 = A_2$

$$\frac{2\,\mathrm{bar}\; 100\, \mathrm{m/s} \cdot A_1 (m^2)}{300\,K} = \frac{0,9413\,\mathrm{bar} \cdot 400 (m/s) \cdot \cancel{A_2} (m^2)}{T_2}$$

$$T_2 = 564,78\ K$$

· Aplicando a 1ª lei para o volume de controle desenhado na figura

$$\underbrace{\cancel{\frac{dE_{vc}}{dt}}}_{Ⓒ} = \dot{Q}_{vc} - \underbrace{\cancel{\dot{W}_{vc}}}_{Ⓔ} + \dot{m}_e \left[(h_2 - h_1) + \underbrace{\cancel{\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}}}_{Ⓓ} + \underbrace{\cancel{g(z_2 - z_1)}}_{Ⓓ} \right]$$

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_e \left[h_1 - h_2 \right]$$

- A variação da propriedade entalpia para um gás ideal com c_p constante

$$h(T_2) - h(T_1) = c_p(T_2 - T_1)$$

- Para determinar a vazão mássica

$$P \cdot \dot{V} = \dot{m} R T \Rightarrow \dot{m} = \frac{P \cdot \dot{V}}{R\, T}$$

$$\dot{m} = \frac{2 \times 10^5\, \cancel{N}/\cancel{m^2} \cdot 100(\cancel{m}/s) \cdot \pi\, (2{,}5 \times 10^{-2})^2 (\cancel{m^2})}{8{,}314472 \times \left(\frac{\cancel{J}}{\cancel{K}\, mol}\right) 300(\cancel{K}) \cdot 4}$$

$$\dot{m} = 3{,}96\ \frac{mol}{s}$$ (Massa Molar $CO_2 \Rightarrow 44{,}01\, Kg\_Kmol$

$$\dot{m} = 3{,}96 \times 10^{-3} \times \frac{Kmol}{s} \left| \frac{44{,}01\ Kg}{Kmol} \right| \Rightarrow \dot{m}_{CO_2} = 0{,}1732\, Kg/s$$

- Substituindo as temperaturas e a vazão mássica na 1ª Lei

$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}_{CO_2}(h_2(T_2) - h_1(T_1)) = \dot{m}_{CO_2}\, C_{p_{CO_2}}(T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q}_{vc} = 0{,}1732 \left(\frac{Kg}{s}\right) \times 0{,}94 \left(\frac{KJ}{Kg \cdot K}\right) \times (564{,}78 - 300{,}0)(K)$$

$$\underline{\dot{Q}_{vc} = 43{,}11\ KW}$$ //

4.38 Difusor isolado em RP ~ Desprezar ΔE_p

Entrada $\begin{cases} p_1 = 1 \text{ bar} \\ T_1 = 300 K \\ V_1 = 250 \text{ m/s} \end{cases}$ Saída $\begin{cases} p_2 = 1,13 \text{ bar} \\ V_2 = 140 \text{ m/s} \end{cases}$

a) razão entre a área de saída e a área de entrada = ?

b) $T_2 = ?$

Na entrada, temos:

$$p_1 v_1 = R_{ar} T_1$$

$$\frac{10^5}{\rho_1} = 287 \cdot 300 \Rightarrow \boxed{\rho_1 = 1,1614 \text{ kg/m}^3}$$

Como $T_1 = 300 K$, pela tabela A22, temos que: $\boxed{h_1 = 300,19 \text{ kJ/kg}}$

O difusor é isolado ($\dot{Q}=0$). Além disso, desprezando o atrito ($\dot{W}=0$) e ΔE_p, temos:

$$\cancel{\dot{Q}} - \cancel{\dot{W}} = \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2} + \cancel{g z_2} \right) - \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{V_1^2}{2} + \cancel{g z_1} \right)$$

Pelo balanço de massa, $\dot{m}_2 = \dot{m}_1$. Assim,

$$0 = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$$

Logo,

$$0 = h_2 - 300190 + \frac{140^2 - 250^2}{2} \Rightarrow \boxed{h_2 = 321,64 \text{ kJ/kg}}$$

Interpolando h_2 na tabela A.22:

h_2 (kJ/kg) $\quad T_2$ (K)

$$\frac{325,31 - 320,29}{321,64 - 320,29} = \frac{325 - 320}{T_2 - 320} \Rightarrow \boxed{T_2 = 321,34 K} \leftarrow b$$

Sabendo T_2, podemos fazer:

$$\frac{1,13.40}{\rho_2} = \text{[illegible]}$$

Assim,

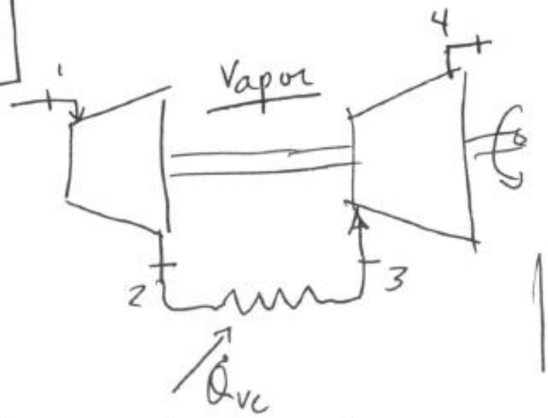
$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \Rightarrow \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \Rightarrow 1,1614 . 250 A_1 = 1,2253 . 140 A_2$$

Logo,

$$\boxed{\frac{A_2}{A_1} = 1,69}$$

A

4.50



$P_1 = 40\ bar$, $T_1 = 500°C$, $(AV)_1 = 90\ m^3/min$ $\xRightarrow{(A\text{-}4)}$ $h_1 = 3445{,}3\ kJ/kg$, $v_1 = 0{,}08643\ m^3/kg$

$P_2 = 20\ bar$, $T_2 = 400°C$ $\xRightarrow{(A\text{-}4)}$ $h_2 = 3247{,}6\ kJ/kg$, $v_2 = 0{,}1512\ m^3/kg$

$P_3 = 20\ bar$, $T_3 = 500°$ $\Rightarrow$ $h_3 = 3467{,}6\ kJ/kg$, $v_3 = 0{,}1757\ m^3/kg$

$P_4 = 0{,}6\ bar$, sat. $\Rightarrow$ $h_4 = 2653{,}5\ kJ/kg$, $v_4 = 2{,}732\ m^3/kg$

$\dot{m} = ?$ $\quad \dot{W}_{Total} = ?$ $\quad \dot{Q}_{vc} = ?$

4-50 - cont.

a) $\dot{m}_{vapor} = ?$

Hipóteses: $\Delta E_c = \Delta E_p = 0$; regime permanente;

$$\boxed{\dot{m} = \left(\frac{AV}{v}\right)_1 = \frac{(AV)_1}{v_1} = \frac{90}{60 \cdot 0{,}08643} = 17{,}355 \ \text{kg/s}}$$

b) $\dot{W}_{TOTAL} = ?$

Tomando um VC que engloba as duas turbinas mas não o reaquecedor: balanço de massa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_4 h_4$$

$$\dot{W}_{vc} = \dot{m}\left[h_1 - h_2 + h_3 - h_4\right] = 17{,}355\left[3445{,}3 - 3247{,}6 + 3467{,}6 - 2653{,}5\right]$$

$$\dot{W}_{vc} = 17{,}355\left[197{,}7 + 814{,}1\right] = \underbrace{3431}_{\text{Turbina AP}} + \underbrace{14128{,}7}_{\text{Turbina BP}} \cong \overline{\underline{17560 \ \text{kW}}}$$

c) $\dot{Q}_{vc} = ?$ (reaquecedor)

Tomando um VC que engloba apenas o reaquecedor:

balanço de massa: $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m} = 17{,}355 \ \text{kg/s}$

balanço de energia:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \cancel{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_3 h_3$$

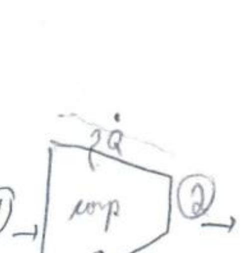
$$\dot{Q}_{vc} = \dot{m}\,(h_3 - h_2) = 17{,}355(3467{,}6 - 3247{,}6)$$

$$\boxed{\dot{Q}_{vc} = 3818 \ \text{kW}}$$

4.63 → Ar, compressor

① (entrada) $\begin{cases} Q = 37\ m^3/min \\ p_1 = 136000\ Pa \\ T_1 = 305\ K \end{cases}$

② (saída) $\begin{cases} p_2 = 680\,000\ Pa \\ T_2 = 400\ K \end{cases}$



~ $\dot{W}_{comp} = -155\,000\ W$ (negativo pois compressores consomem trabalho)

~ $\dot{Q}_{ar \to água} \Rightarrow \Delta T_{água}$ (o ar transfere calor para a água)

a) Encontrar ΔT água, sendo que $\dot{m}$ água $= 82\ kg/min$

b) Fazer $T_{água}(K) \times \dot{m}$ água, para $75 \leq \dot{m} \leq 90\ kg/min$.

Em ①:

$p_1 v_1 = R_{ar} T_1$

$\frac{136000}{\rho_1} = 287 \cdot 305 \Rightarrow \boxed{\rho_1 = 1,5537\ kg/m^3}$

$V_1 A_1 = Q_1$

$V_1 A_1 = 37\ m^3/min \Rightarrow \boxed{V_1 A_1 = 0,6167\ m^3/s}$

Fazendo:

$\dot{m}_1 = \rho_1 V_1 A_1$

$\dot{m}_1 = 1,5537 \cdot (0,6167) \Rightarrow \boxed{\dot{m}_1 = 0,9581\ kg/s}$

Pela tabela A.22, para T_1 305K $\Rightarrow \boxed{h_1 = 305,22\ kJ/kg}$

E, para $T = 400K \Longrightarrow \boxed{h_2 = 400,98\ kJ/kg}$

Efetuando um balanço de massa e desprezando os efeitos da variação de energia cinética e potencial, temos:

$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1$

Pelo balanço de massa, $\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = \dot{m}$

Assim,

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q} + 155000 = 0{,}9581(400{,}98 - 305{,}22) \cdot 10^3$$

$\boxed{\dot{Q} = -63251 \text{ W}}$ → perdido pelo ar, para a água.

Fazendo um balanço de energia para a água (desprezando variações cinética, potenciais, o atrito e assumindo que a água troca calor unicamente com o ar do compressor), temos:

$$\dot{Q} - \cancel{\dot{W}} = \dot{m}_{água}(h_{2_{água}} - h_{1_{água}})$$

$$\boxed{63251 = \dot{m}_{água}\, c_{p_{água}}(T_{2_{água}} - T_{1_{água}})}$$

Sabemos que:

$\dot{m}_{água} = 82 \text{ kg/min} \Rightarrow \boxed{\dot{m}_{água} = 1{,}366 \text{ kg/s}}$

Considerando $c_{p_{água}}(T = 300K)$ para a água, temos: $c_{p_{água}} = 4179$ J/kgK (tabela A.19)

Assim,

$$63251 = 1{,}366 \cdot 4179 (T_{2_{água}} - T_{1_{água}})$$

$\boxed{\Delta T_{água} = 11{,}08 \text{ K}}$ ← ⓐ (elevação da temperatura da água de resfriamento)

Voltando à equação:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{água} \, c_{p_{água}} \, \Delta T_{água}$$

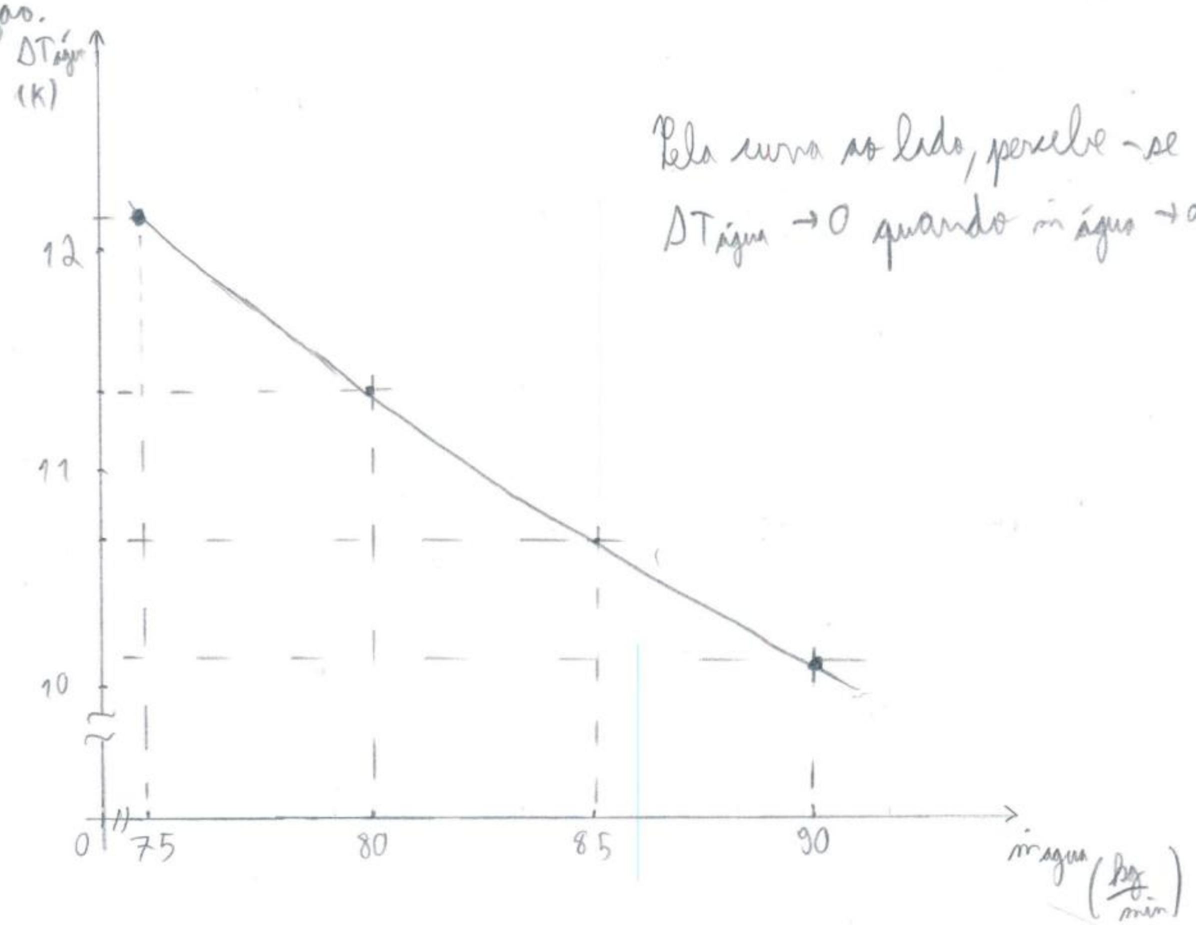
Podemos deixar $\Delta T_{água}$ em função de $\dot{m}_{água}$:

$$\Delta T_{água} = \frac{\dot{Q}}{c_{p_{água}} \, \dot{m}_{água}} \Rightarrow \boxed{\Delta T_{água} = \frac{15,135}{\dot{m}_{água}}}$$

Como $\dot{m}_{água}$ é dada em kg/s, podemos escrever:

$$\Delta T_{água} = \frac{15,135}{\dot{m}_{água}\left(\frac{kg}{s}\right)} \Rightarrow \boxed{\Delta T_{água} = \frac{908,1}{\dot{m}_{água}\left(\frac{kg}{min}\right)}}$$

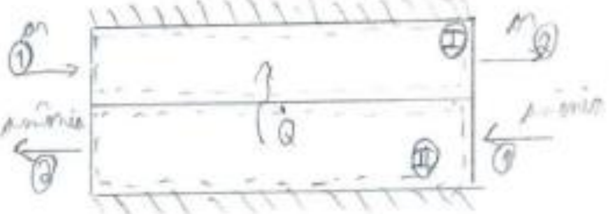
Na equação acima, $\dot{m}_{água}$ é dada em $\frac{kg}{min}$. O gráfico abaixo ilustra tal equação.



Pela curva ao lado, percebe-se que $\Delta T_{água} \to 0$ quando $\dot{m}_{água} \to \infty$.

4.72 I Amônia, RP → vapor superaquecido (estado ①)

① $\begin{cases} p_1 = 14\,bar \\ T_1 = 60\,°C \end{cases}$ ② $\begin{cases} x_2 = 0 \text{ (líquido saturado)} \\ p_2 = 14\,bar \end{cases}$



~ $\dot{m}_{amônia}$ 450 kg/h (0,125 kg/s)

II Ar

① $\begin{cases} p_1 = 1\,bar \\ T_1 = 17°C \end{cases}$ ② $\begin{cases} T_2 = 42°C \\ p_2 = 1\,bar \end{cases}$

~ $\dot{m}_{ar} = ?$

Efetuando um balanço de energia no volume de controle II (desprezando ΔE_c, ΔE_p e o atrito) temos:

$$\dot{Q} - \cancel{\dot{W}} = \dot{m}_{AM}(h_{2_{AM}} - h_{1_{AM}})$$

$$\boxed{\dot{Q} = \dot{m}_{AM}(h_{2AM} - h_{1AM})}$$

Sabendo que $p_1 = 14\,bar$ e $T_1 = 60°C$, temos, pela tabela A.15: $\boxed{h_{1_{AM}} = 1542,89\,kJ/kg}$

Da mesma forma, para o estado ②, sabemos que a amônia está no estado de líquido saturado e $p_2 = 14\,bar$. Pela tabela A.14:

$$h_{2_{Am}} = h_f|_{p=14bar} \Rightarrow \boxed{h_{2_{Am}} = 352,97\ kJ/kg}$$

Voltando ao balanço de energia:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{Am}(h_{2Am} - h_{1Am})$$

$$\dot{Q} = 0,125(352,97 - 1542,89)$$

$$\boxed{\dot{Q} = -148,74\ kW}$$ → negativo pois "sai" do volume de controle Ⓐ.

Fazendo o balanço de energia para o volume de controle Ⓘ:

$$\dot{Q} - \cancel{\dot{W}} = \dot{m}_{AR}(h_{2AR} - h_{1AR})$$

Pela tabela A.22, temos $\begin{cases} T_{1AR} = 290K \Rightarrow \boxed{h_{1AR} = 290,16\ kJ/kg} \\ T_{2AR} = 315K \Rightarrow \boxed{h_{2AR} = 315,27\ kJ/kg} \end{cases}$

Além disso, como o calor que sai da amônia chega ao ar, temos que:

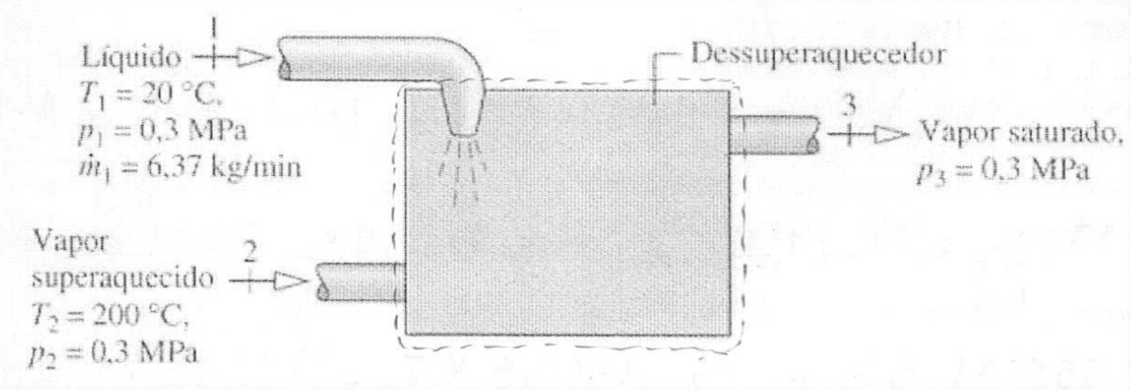
$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar}(h_{2AR} - h_{1AR})$$

$$148,74 = \dot{m}_{ar}(315,27 - 290,16) \Rightarrow \boxed{\dot{m}_{ar} = 5,92\ kg/s}$$

$$\Downarrow$$

$$\boxed{\dot{m}_{ar} = 355,47\ kg/min}$$

4.82 Conforme o *dessuperaquecedor* ilustrado na Fig. P4.82, água líquida no estado 1 é injetada em um fluxo de vapor superaquecido que entra no estado 2. Como resultado, vapor saturado sai no estado 3. Os dados para a operação em regime permanente estão apresentados na figura. Ignorando as perdas de calor e os efeitos das energias cinética e potencial, determine a vazão mássica do vapor superaquecido que entra, em kg/min.



Hipoteses

Ⓐ Operação em regime permanente

Ⓑ Calor não cruza a superficie de controle

Ⓒ Desprezando a variação de energia cinnética e Potêncial

Ⓓ Trabalho não cruza a superficie de controle

• Aplicando a formulação o volume de controle pela 1ª Lei

$$\cancel{\frac{dE_{vc}}{dt}}^{0} = \cancel{\dot{Q}_{vc}}^{0} - \cancel{\dot{W}_{vc}} + \sum m_e \left(h_e + \cancel{\frac{V_e^2}{2}} + \cancel{g z_e} \right) - \sum m_s \left(h_s + \cancel{\frac{V_s^2}{2}} + \cancel{g z_s} \right)$$

Ⓐ Ⓑ Ⓓ Ⓒ Ⓒ Ⓒ Ⓒ

• Analisando a equação acima para o volume de controle traçejado na figura

$$m_1 \cdot h_1 + m_2 \cdot h_2 = m_3 \cdot h_3$$

• Pela conservação da massa

$$m_3 = m_1 + m_2$$

• Substituindo os dados do problema

$$6{,}37\ \frac{Kg}{MIN} \times \overbrace{h_1(3\ BAR,\ 20°C)}^{tabela\ A-5} + \dot{m}_2\ \overbrace{h_2(3\ BAR,\ 200°C)}^{tabela\ A4} =$$

$$\left(6{,}37\ \frac{Kg}{MIN} + \dot{m}_2\right) \overbrace{h_3(3\ BAR,\ 133{,}6°C)}^{tabela\ A-3}$$

• Consultando a tabela A-3, tabela A-4 e A-5

$$6{,}37\ \frac{Kg}{MIN} \times 87{,}27\ \frac{KJ}{Kg} + \dot{m}_2 \cdot 2865{,}5\ \frac{KJ}{Kg} = \left(6{,}37\ \frac{Kg}{MIN} + \dot{m}_2\right) 2725{,}3\ \frac{KJ}{Kg}$$

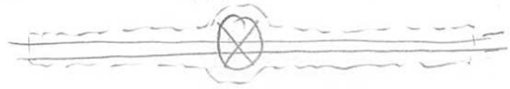
$$555{,}91\ \frac{KJ}{MIN} + \dot{m}_2 \cdot 2865{,}5\ \frac{KJ}{Kg} = 17630{,}2\ \frac{KJ}{MIN} + 2725{,}3\ \frac{KJ}{Kg}\dot{m}_2$$

$$\dot{m}_2\left(2865{,}5\ \frac{KJ}{Kg} - 2725{,}3\ \frac{KJ}{Kg}\right) = (17630{,}2 - 555{,}91)\ \frac{KJ}{MIN}$$

$$\dot{m}_2 = 119{,}86\ \frac{Kg}{MIN}$$

4.92 Refrigerante 134a entra na válvula de expansão de uma unidade de ar condicionado a 140 lbf/in² (965,3 kPa), 80°F (26,7°C) e sai a 50 lbf/in² (344,7 kPa). Se o refrigerante sofre um processo de estrangulamento, quanto valem a temperatura, em °F, e o título na saída da válvula?

① Valvula ②



Estado ①

$P_1 = 140\ lbf/in^2$

$T_1 = 80°F$

Estado ②

$P_2 = 50\ lbf/in^2$

Hipoteses

Ⓐ Válvula não realiza trabalho

Ⓑ Regime permanente

Ⓒ Desprezando a energia cinética e potencial

Ⓓ A perda de energia para o ambiente e desprezivel

• 1ª lei para volume de controle

$$\underbrace{\cancel{\frac{dE_{vc}}{dt}}}_{B} = \underbrace{\cancel{Q_{vc}}}_{D} - \underbrace{\cancel{W_{vc}}}_{A} + \dot{m}\left[(h_2 - h_1) + \underbrace{\cancel{\frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2}}}_{C} + \underbrace{\cancel{g(z_2 - z_1)}}_{C}\right]$$

$\dot{m}(h_2 - h_1) = 0$ Portanto, a válvula é isoentalpica.

$h_2 = h_1$

Substituindo os dados do problema

$$\overbrace{h_1(140\ lbf/in^2, 80°F)}^{\text{tabela A-10E}} = \overbrace{h_2(50\ lbf/in^2; T_2)}^{\text{Região de Saturação tabela A-11E}}$$

$37,27\ btu/lb = h_2$ $\approx\!> T_2 = 40,27°F$

• Para determinar o titulo

$$X_2 = \frac{h_2 - h_{f2}}{h_{fg2}} = \frac{37,27 - 24,14}{83,29} = 0,158$$

4.96 · Turbina a vapor
· RP

① $\begin{cases} p_1 = 600\, lbf/in^2 \\ T_1 = 800\,°F \end{cases}$

② $\begin{cases} p_2 = 300\, lbf/in^2 \end{cases}$

③ $\begin{cases} p_3 = 5\, lbf/in^2 \\ x_3 = 98\% \end{cases}$

⇝ $\dot{Q}$, ΔE_c, ΔE_p podem ser desprezados

a) $T_2 = ?\ [°F]$

b) $\dot{w}_{turb} = ?\ [Btu/lb]$

Como $T_1 > T_{sat}|_{p = 600\, lbf/in^2}$ ⇒ ① está no estado de vapor superaquecido.

Assim, pela tabela A.4E:

$$\boxed{h_1 = 1407{,}6\ Btu/lb}$$

Como entre ② e ① há uma válvula, temos que $h_2 = h_1$. Assim,

$$\boxed{h_2 = 1407{,}6\ Btu/lb}$$

Vendo que $h_2 > h_g|_{p_{sat} = 300\, lbf/in^2}$ ⇒ ② está no estado de vapor superaquecido. Pela tabela A.4E:

$$\frac{\underset{T\,[°F]}{800 - 700}}{T_2 - 700} = \frac{\underset{h\,[Btu/lb]}{1421 - 1368{,}3}}{1407{,}6 - 1368{,}3} \Rightarrow \boxed{T_2 = 774{,}57\,°F} \leftarrow \text{ⓐ}$$

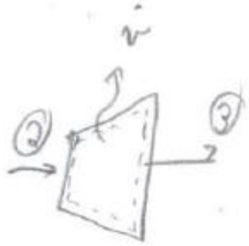
Em 3, podemos achar h_3 fazendo:

$$h_3 = (1-x_3)\,h_f + x\,h_g$$

$$h_3 = (1-0,98) \cdot 130,17 + 0,98 \cdot 1131$$

$$\boxed{h_3 = 1110,98 \text{ Btu/lb}}$$

Aplicando um balanço de energia entre 2 e 3, temos:



$$\cancel{\dot{Q}} - \dot{w} = \dot{m}\,(h_3 - h_2)$$

$$-\frac{\dot{w}}{\dot{m}} = 1110,98 - 1407,6$$

$$\boxed{\frac{\dot{w}}{\dot{m}} = 296,62 \text{ Btu/lb}}$$

b

4.100 Dióxido de carbono (CO_2) modelado como um gás ideal escoa através do compressor e do trocador de calor ilustrados na Fig. P4.100. A potência de acionamento do compressor é de 100 kW. Um fluxo separado de água de resfriamento líquida escoa ao longo do trocador de calor. Todos os dados fornecidos são relativos a uma operação em regime permanente. As perdas de calor para a vizinhança e os efeitos das energias cinética e potencial podem ser ignorados. Determine (a) a vazão mássica de CO_2, em kg/s, e (b) a vazão mássica da água de resfriamento, em kg/s.

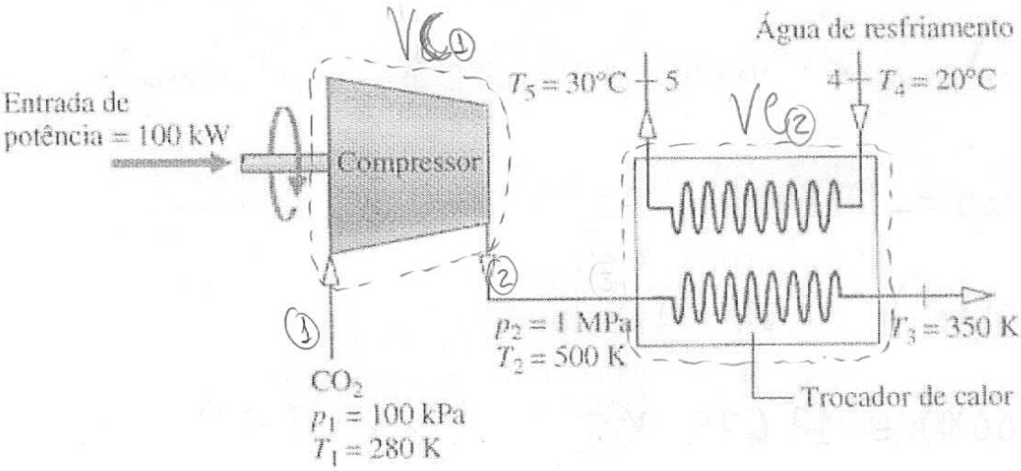


Fig. P4.100

• Hipoteses

Ⓐ Regime. Permanente

Ⓑ Não há transferência de calor nas superfícies do VC

Ⓒ Desprezando energia cinética e potencial

Ⓓ Trabalho não cruza a VC②

Aplica a 1ª lei para VC①

$$\cancelto{A}{\frac{dE_{vc}}{dt}} = \cancelto{B}{\dot{Q}_{vc}} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}\left[(h_2 - h_1) + \cancelto{C}{\left(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2}\right)} + \cancelto{C}{g(z_2 - z_1)}\right]$$

$$100\,KW = \underbrace{h_2(500K) - h_1(280K)}_{\text{tabela A.23}}\,\dot{m}_{CO_2}$$

$$100\,\frac{K\cancel{J}}{s} = \left(17.678\,\frac{\cancel{KJ}}{Kmol} - 8697\,\frac{\cancel{KJ}}{Kmol}\right)\dot{m}_{CO_2}$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 1{,}1134 \times 10^{-2}\,\frac{Kmol}{s} \times \left|\frac{44{,}01\,Kg}{Kmol}\right|$$

$$\dot{m}_{CO_2} = 0{,}49\,\frac{Kg}{s}$$

• Aplicando a 1ª Lei no VC (2)

$$\cancel{\frac{dE_{vc}}{dt}}_{(A)} = \cancel{\dot{Q}_{vc_2}}_{(B)} - \cancel{\dot{W}_{vc_2}}_{(D)} + \dot{m}_{CO_2}[h_2 - h_3] + \dot{m}_{H_2O}[h_4 - h_5]$$

Isolando a vazão mássica de resfriamento

$$\dot{m}_{H_2O} = -\frac{\dot{m}_{CO_2}[h_2 - h_3]}{[h_4 - h_5]}$$

• Consultando as tabelas

$$h_2(500K) = 17\,678 \ \frac{KJ}{Kmol} \quad \text{(tabela A-23)}$$

$$h_3(350K) = 11\,351 \ \frac{KJ}{Kmol} \quad \text{(tabela A-23)}$$

$$h_4(20°C) \cong 83{,}96 \ \frac{KJ}{Kg} \quad \text{(tabela A-2)}$$

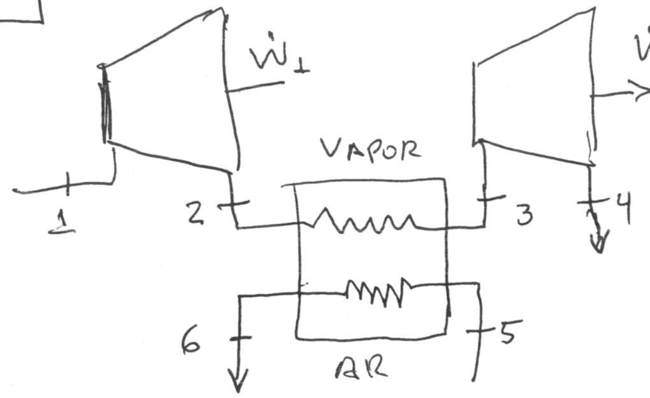
$$h_5(30°C) \cong 125{,}79 \ \frac{KJ}{Kg} \quad \text{(tabela A-2)}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = -\frac{0{,}49\left(\frac{\cancel{Kg}}{s}\right)(17678 - 11351)\frac{\cancel{KJ}}{\cancel{Kmol}} \times \left|\frac{1\,\cancel{Kmol}}{44{,}01\,\cancel{Kg}}\right|}{[83{,}96 - 125{,}79]\,\frac{\cancel{KJ}}{Kg}}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 1{,}682 \ \frac{Kg}{s}$$

4.105

(10)



$P_1 = 20\,bar$
$T_1 = 600°C$

$\dot{W}_1 = 10.000\,kW$

$P_2 = 10\,bar$
$T_2 = 400°C$

$P_3 = 10\,bar$
$T_3 = ?$

$P_4 = 1\,bar$
$T_4 = 240°C$

$p_5 = 1{,}35\,bar$
$T_5 = 1500\,K$
$\dot{m}_5 = 1500\,kg/min$

$T_6 = 1200\,K$
$p_6 = 1\,bar$

a) $T_3 = ?$ b) $\dot{W}_2 = ?$

Hipóteses: $\dot{Q}_{vc} = \Delta E_c = \Delta E_p = 0$; ar é gas ideal; regime permanente.

a) balanço de massas: para o ar: $\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 1500\,kg/min$

para o vapor: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = ?$

– Seja um VC englobando apenas a turbina 1:

Conservação da energia:

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}} - \dot{W}_{vc} + \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 \Rightarrow \dot{m}_1 = \frac{\dot{W}_{vc}}{h_1 - h_2}$$

Tab. A4 → c/ $(P_1, T_1) \rightarrow h_1 = 3690{,}1\ kJ/kg$
c/ $(P_2, T_2) \rightarrow h_2 = 3263{,}9\ kJ/kg$
c/ $(P_4, T_4) \rightarrow h_4 = 2954{,}5\ kJ/kg$

então: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dfrac{10.000}{(3690{,}1 - 3263{,}9)} = 23{,}46\ kg/s$

– Seja um V.C. englobando apenas o trocador

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{vc}} - \cancel{\dot{W}_{vc}} + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_6 h_6$$

$$\boxed{\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_5 (h_5 - h_6)}$$

c/ $T_5 = 1500\,K \rightarrow A\text{-}22 \rightarrow h_5 = 1635{,}97\ kJ/kg$
$T_6 = 1200\,K \rightarrow A\text{-}22 \rightarrow h_6 = 1277{,}79\ kJ/kg$

4.105 - cont.

$$h_3 = \left[23{,}46 \cdot 3263{,}9 + \frac{1500}{60}(1635{,}97 - 1277{,}79)\right] / 23{,}46$$

$$\boxed{h_3 = 3645{,}59 \text{ kJ/kg}} \Longrightarrow T_3 = 576{,}3°C$$

como $p_3 = 10$ bar Tab. A-4 (interpolado)

b) Seja um V.C. englobando apenas a turbina 2:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_2 + \dot{m}_3 h_3 - \dot{m}_4 h_4$$

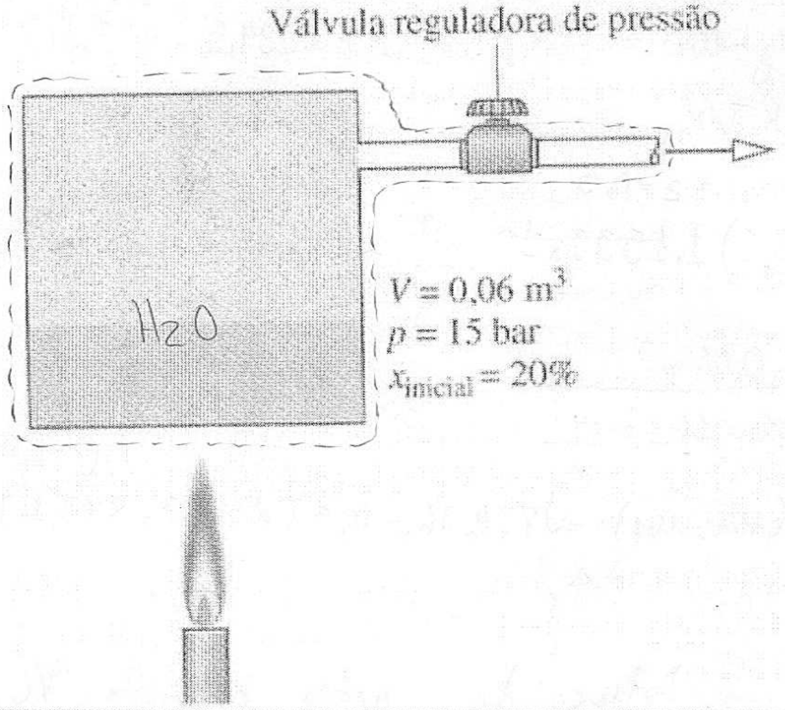
$$\dot{W}_2 = \dot{m}_3 (h_3 - h_4) = 23{,}46(3645{,}59 - 2954{,}5)$$

$$\boxed{\dot{W}_2 = 16.213 \text{ kW}}$$

4.110 O tanque rígido ilustrado na Fig. P4.110 possui um volume de 0,06 m^3 e inicialmente contém uma mistura bifásica líquido-vapor de H_2O a uma pressão de 15 bar e com um título de 20%. À medida que o tanque é aquecido, uma válvula reguladora mantém a pressão constante no tanque, permitindo que o vapor saturado escape. Abandonando os efeitos das energias cinética e potencial,

a) determine a massa total no tanque, em kg, e o calor transferido, em kJ, se o aquecimento continua até que o título final seja de x = 0,5.

b) esboce graficamente a massa no tanque, em kg, e o calor transferido, em kJ, *versus* o título final x no intervalo entre 0,2 e 1,0.



Hipoteses

-

(a) Estado (1)

P = 15 bar

x_1 = 50%

T_1 = 198,3°C

Estado (2)

P = 15 bar

x_2 = 20%

T_2 = 198,3°C

ⓐ Para título $x_1 = 0,2$

$v = (1-x)\, v_f + x\, v_g$ (Volume específico do tanque)

$v_1 = (1-0,2)\, 1,1539 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg} + 0,2 \times 0,1318$ (tabela A-3) $\frac{m^3}{kg}$

$v_1 = 0,02728312 \frac{m^3}{kg}$

$V_1 = m \times v \Rightarrow m_1 = \frac{V}{v_1} = \frac{0,06\, m^3}{0,02728312 \frac{m^3}{kg}} = 2,199\, kg$

$u_1 = u_f + x_1(u_g - u_f) = 834,16 + 0,2\,[2594,5 - 843,16]$

$u_1 = 1193,4\ kJ/kg$

• Para título $x_2 = 0,5$

$v_2 = (1-0,5)\, 1,1539 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg} + 0,2 \times 0,1318 \frac{m^3}{kg} \Rightarrow v_2 = 0,06647 \frac{m^3}{kg}$

$m_2 = \frac{V}{v_2} = \frac{0,06\, m^3}{0,06647 \frac{m^3}{kg}} \qquad m_2 = 0,903\ kg$

$u_2 = u_f + x_2(u_g - u_f) = 834,16 - 0,5\,[259,5 - 843,16]$

$u_2 = 1718,8\ kJ/kg$

• Aplicando o balanço de massa para o VC

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \cancel{\dot{m}_e}^{\,0} - \dot{m}_s \Rightarrow \frac{dm_{vc}}{dt} = -\dot{m}_s$$

• Aplicando a 1ª lei para o VC

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \cancel{\dot{W}_{vc}}^{\,0} + \cancel{\dot{m}_e}\left(h_e + \cancel{\frac{V_e^2}{2}} + \cancel{g z_e}\right) - \dot{m}_s\left(h_s + \cancel{\frac{V_s^2}{2}} + \cancel{g z_s}\right)$$

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{m}_s h_s$$ - Substituindo $\dot{m}_s$

$$\frac{dU_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} + h_s \frac{dm_{vc}}{dt}$$

Integrando ambos os lados no tempo

$$\int \frac{dU_{vc}}{\cancel{dt}} \cancel{dt} = \int \frac{Q_{vc}}{\cancel{dt}} \cancel{dt} + \int h_s \frac{dm_{vc}}{\cancel{dt}} \cancel{dt}$$

$$m_2 u_2 - m_1 u_1 = Q_{vc} + h_g [m_2 - m_1]$$

Isolando Q_{vc}

$$Q_{vc} = m_2 u_2 - m_1 u_1 - h_g [m_2 - m_1]$$

Substituindo os dados

$$Q_{vc} = (0,903)(1718,8) - (2,199)(1193,4) - 2792,2(0,903 - 2,199)$$

$$\underline{Q_{vc} = 2546,5 \text{ KJ}}$$

Variação da massa do tanque com titulo variando de 0,2 a 1,0

$V_{tanque} = 0{,}06$ [m³]

$P_{tanque} = 15$ [Bar]

$T_1 = \mathbf{T}_{sat}\left[\text{'Steam'} ; P = P_1\right]$

$T_2 = T_1$

Condição do estado inicial

$P_1 = P_{tanque}$

$P_2 = P_{tanque}$

$X_1 = 0{,}2$

$V = 0{,}06$

Consição do estado final

$$m_1 = \frac{V}{v_1}$$

$$m_2 = \frac{V}{v_2}$$

$Q_{vc} = m_2 \cdot u_2 - m_1 \cdot u_1 - h_g \cdot \left[m_2 - m_1\right]$

$h_g = \mathbf{h}\left[\text{'Steam'} ; x = 1 ; P = P_1\right]$

$u_1 = \mathbf{u}\left[\text{'Steam'} ; x = X_1 ; P = P_1\right]$

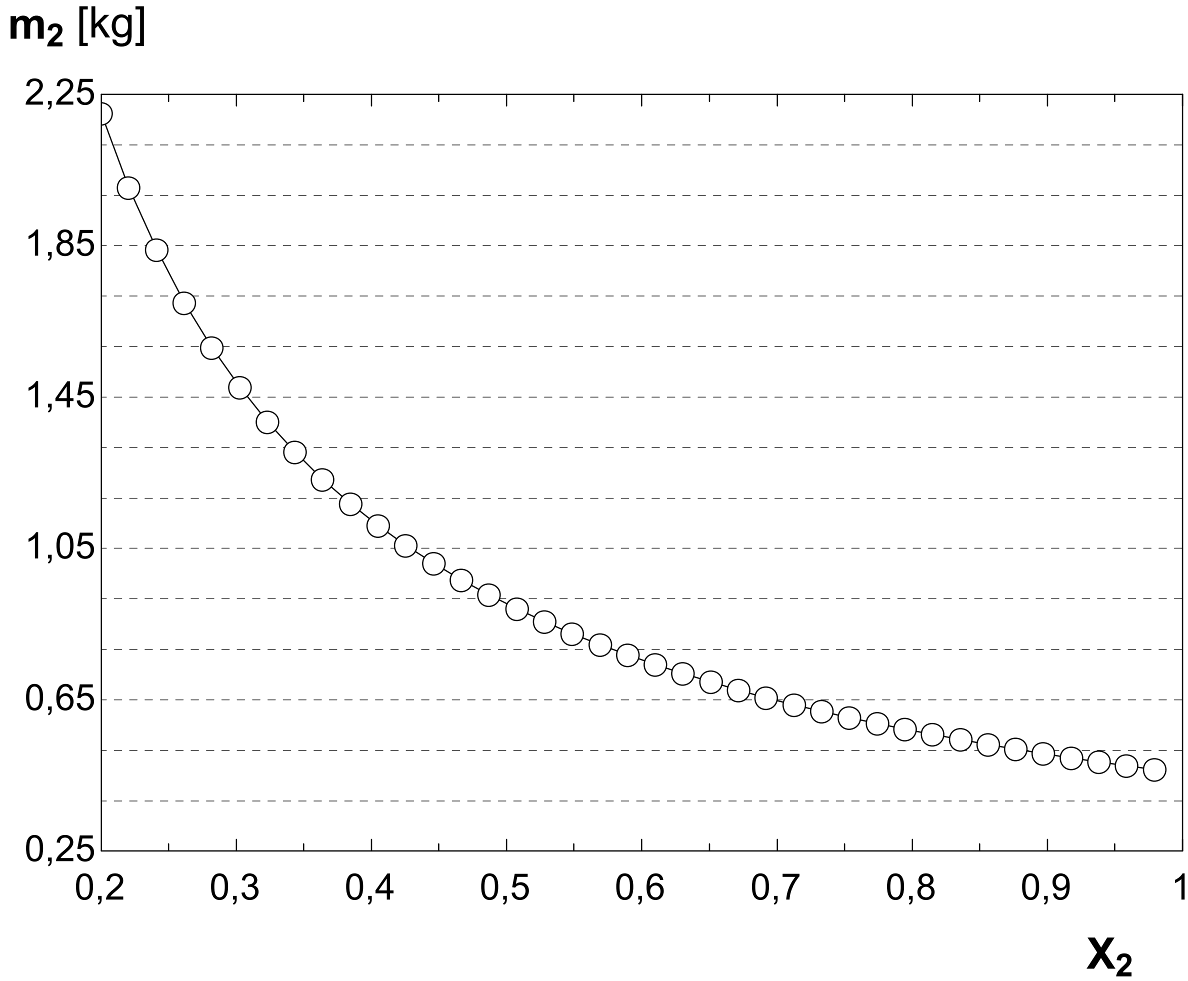
$u_2 = \mathbf{u}\left[\text{'Steam'} ; x = X_2 ; P = P_2\right]$

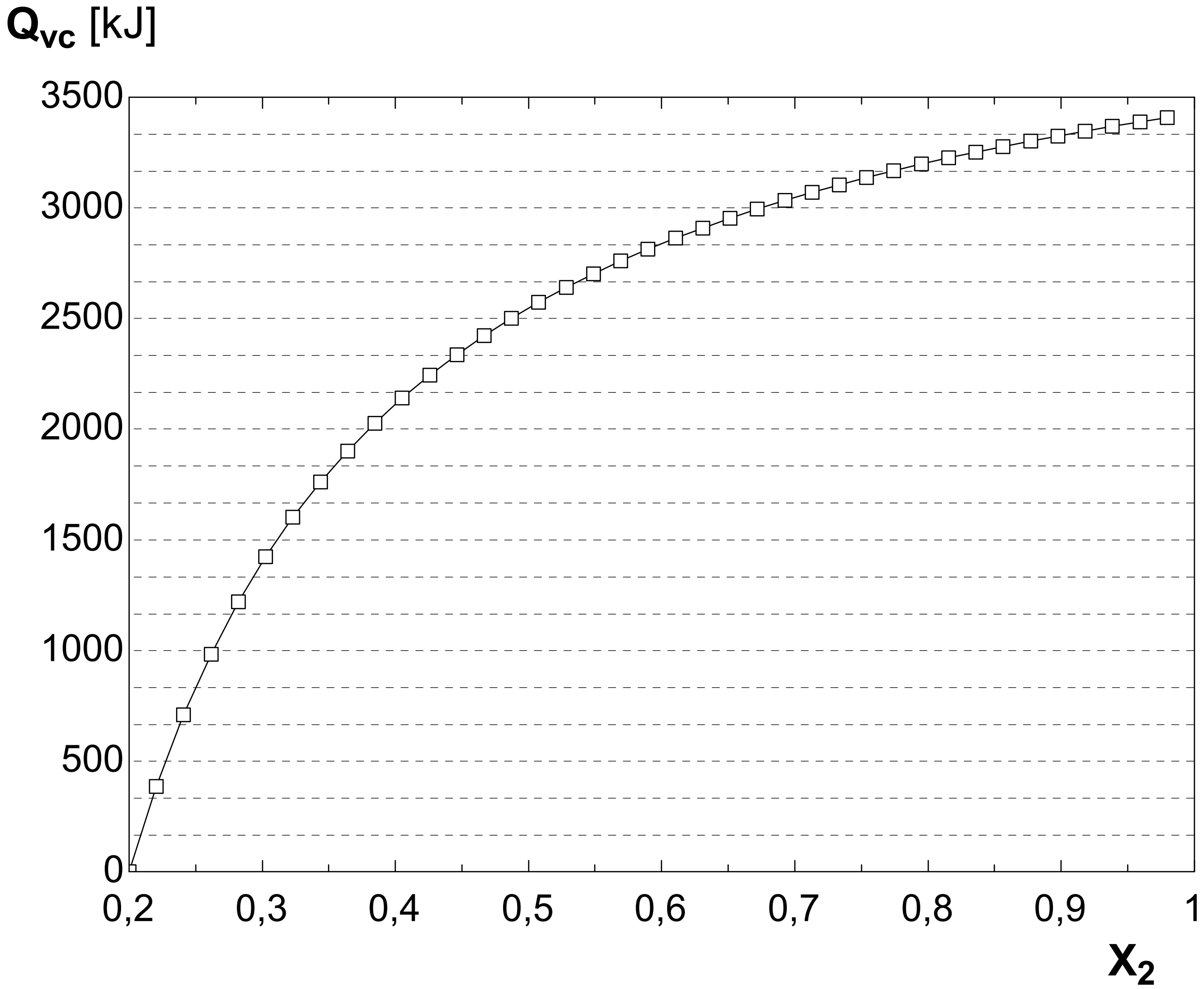
$v_1 = \mathbf{v}\left[\text{'Steam'} ; x = X_1 ; P = P_1\right]$

$v_2 = \mathbf{v}\left[\text{'Steam'} ; x = X_2 ; P = P_2\right]$

Unit Settings: [kJ]/[K]/[bar]/[kg]/[degrees]

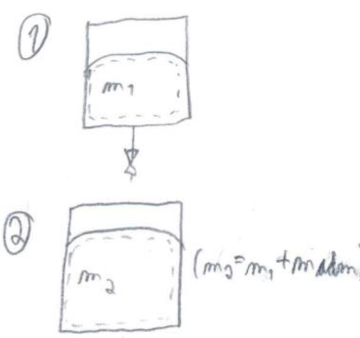
$h_g = 2791$ [kJ/kg]	$m_1 = 2{,}2$	$m_2 = 0{,}4648$	$P_1 = 15$ [Bar]
$P_2 = 15$ [Bar]	$P_{tanque} = 15$ [Bar]	$Q_{vc} = 3407$	$T_1 = 471{,}5$ [C]
$T_2 = 471{,}5$ [C]	$u_1 = 1193$ [kJ/kg]	$u_2 = 2558$ [kJ/kg]	$V = 0{,}06$
$v_1 = 0{,}02728$ [m^3/kg]	$v_2 = 0{,}1291$ [m^3/kg]	$V_{tanque} = 0{,}06$ [m³]	$X_1 = 0{,}2$
$X_2 = 1$			


m2 [kg]
2,25
1,85
1,45
1,05
0,65
0,25
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1
X2


Qvc [kJ]
3500
3000
2500
2000
1500
1000
500
0
0,2
0,3
0,4
0,5
0,6
0,7
0,8
0,9
1
X2

4.118 ① $\begin{cases} \cdot\ m = 25\ kg \\ \cdot\ p_1 = 3\ bar \\ \cdot\ x_1 = 0{,}80 \end{cases}$ Linha de alimentação $\begin{cases} \cdot\ p = 10\ bar \\ \cdot\ T = 120°C \end{cases}$ ② $\begin{cases} \cdot\ p_2 = 3\ bar \\ \leadsto \text{ ocorre expansão do volume} \\ \cdot\ x_2 = 1 \end{cases}$

$\leadsto$ achar m admitida no tanque (o fluido é o R134 a)



Aplicando o balanço de energia (desprezando ΔE_p e ΔE_c), temos:

$$U_{vc_2} - U_{vc_1} = Q_{vc} - W_{vc} + \sum_e \int_0^t \dot{m}_e h_e\, dt - \sum_s \int_0^t \dot{m}_s h_s\, dt$$

- Assumindo que o processo $1 \to 2$ é adiabático, $Q_{vc} = 0$
- Como ocorrem apenas entrada de massa no volume de controle mostrado acima, $\sum_s \int_0^t \dot{m}_s h_s\, dt = 0$

Assim,

$$m_2 u_2 - m_1 u_1 = -W_{vc} + m_e h_e$$

Fazendo $W = \int p\, dV$, temos que:

$$W_{vc} = \int 3.10^5\, dV \Rightarrow W_{vc} = 3.10^5 (V_2 - V_1) \Rightarrow \boxed{W_{vc} = 3.10^5 (m_2 v_2 - m_1 v_1)}$$

Assim,

$$\boxed{m_2 u_2 - m_1 u_1 = -3.10^5 (m_2 v_2 - m_1 v_1) + m_e h_e}$$

O estado 1 está no estado bifásico. Pela tabela A.11 temos, para $p = 3$ bar:

$\begin{cases} u_f = 50{,}62\ kJ/kg \\ u_g = 227{,}41\ kJ/kg \end{cases}$ $\begin{cases} v_f = 0{,}77335.10^{-3}\ m^3/kg \\ v_g = 0{,}06755\ m^3/kg \end{cases}$

Assim,

$$u_1 = (1 - x_1) u_{f_1} + x_1 u_{g_1} \Rightarrow u_1 = (1 - 0{,}80).50{,}62 + 0{,}8.227{,}41 \Rightarrow \boxed{u_1 = 192{,}052\ kJ/kg}$$

$$v_1 = (1 - x_1) v_{f_1} + x_1 v_{g_1} \Rightarrow v_1 = (1 - 0{,}80).0{,}77335.10^{-3} + 0{,}8.0{,}06755 \Rightarrow \boxed{v_1 = 0{,}05435\ m^3/kg}$$

O estado 2 possui $x_2 = 1$. Pela tabela A.11, temos, para $p = 3$ bar: $\begin{cases} u_2 = u_{g_2} \Rightarrow \boxed{u_2 = 227{,}41\ kJ/kg} \\ v_2 = v_{g_2} \Rightarrow \boxed{v_2 = 0{,}06755\ m^3/kg} \end{cases}$

A entalpia h_e corresponde à entalpia da linha de alimentação como $120°C > T_{sat}|_{p=10bar}$, vemos que o refrigerante na linha de alimentação está no estado de vapor superaquecido. Pela tabela A.12, temos, para $p = 10$ bar e $T = 120°C$: $\boxed{h_e = 356{,}52\ kJ/kg}$

No mais, a massa total final (m_2) é dada pela soma da massa inicial (m_1) com a massa admitida a partir da linha de alimentação (m_e). Assim,

$$\boxed{m_2 = m_1 + m_e}$$

Substituindo na equação do balanço de energia, temos:

$$m_2 u_2 - m_1 u_1 = -3.10^5 (m_2 v_2 - m_1 v_1) + m_e h_e$$

$$(m_1 + m_e) u_2 - m_1 u_1 = -3.10^5 [(m_1 + m_e) v_2 - m_1 v_1] + m_e h_e$$

pois h_i e u_i estão em kJ/kg

Assim,

$$(25 + m_e).227{,}41 - 25.192{,}052 = -3.10^2 [(25 + m_e) 0{,}06755 - 25.0{,}05435] + m_e.356{,}52$$

$$883{,}95 + 227{,}41.m_e = -3.10^2 [0{,}33 + 0{,}06755 m_e] + 356{,}52 m_e$$

$$883{,}95 + 227{,}41 m_e = -99 - 20{,}265 m_e + 356{,}52 m_e$$

$$108{,}845 m_e = 982{,}95$$

$$\boxed{m_e = 9{,}03 \text{ kg}}$$