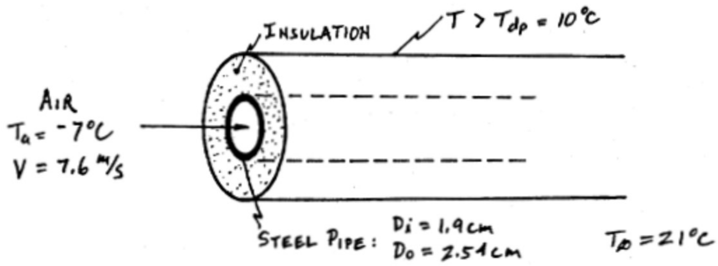
Lista de exercícios resolvidos 13 – Convecção Natural

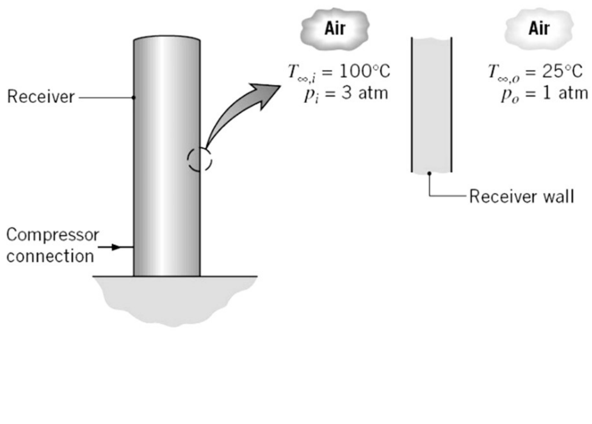
1- Uma placa de circuitos eletrônicos plana de 0,3 m × 0,3 m dissipa 20 W. Será colocada em operação em uma superfície isolada posicionada horizontalmente ou com um ângulo de inclinação de 45° em relação à horizontal. Nos dois casos, a placa estará no ar estático a 25 °C. Sabendo que a temperatura máxima permissível do circuito para que ele funcione adequadamente é 60 °C, determine se as duas instalações propostas são seguras.

2- Uma tubulação de aço de 2,54 cm de diâmetro externo e 1,9 cm de diâmetro interno transporta ar seco à velocidade de 7,6 m/s e à temperatura de –7 °C. O ar ambiente está parado, com temperatura de 21 °C e seu ponto de orvalho é de 10 °C. Qual a espessura de isolamento com uma condutividade de 0,18 W/(m·K) necessária para evitar a condensação no exterior do isolamento?



3- Um reservatório retangular de 28 cm de altura, 18 cm de comprimento e 18 cm de largura suspenso em uma sala a 24 °C é inicialmente preenchido com água fria a 2 °C. A temperatura da superfície do reservatório é praticamente a mesma da temperatura da água no seu interior. A emissividade da superfície do reservatório é 0,6 e a temperatura das superfícies em torno é praticamente a mesma que a temperatura do ar. Determinar a temperatura da água no reservatório após 3 horas e a taxa média de transferência de calor para a água.

4- Ar a 3 atm e 100 °C é descarregado de um compressor em um receptor vertical com 2,5 m de altura e 0,75 m de diâmetro, como mostra a figura. Suponha que a parede do receptor apresente resistência térmica desprezível, esteja a uma temperatura uniforme, e que a transferência de calor nas suas superfícies interna e externa é por convecção natural em uma placa vertical. Despreze a radiação e quaisquer perdas térmicas pela extremidade superior do receptor. Estime a temperatura da parede do receptor e a taxa de transferência de calor para o ar ambiente a 25 °C.



PME3398 – Fundamentos de Termodinâmica e Transferência de Calor
Professores Bruno Carmo e Antonio Pacífico

<u>Soluções da Lista de Exercícios 13</u>

1) Analisaremos a situação limite ($T_s = 60\,°\text{C}$) e verificaremos se a taxa de calor transferido por convecção natural é maior ou igual à potência dissipada pelo circuito. Caso não seja, a instalação não é segura.

Nos dois casos a temperatura de filme é $T_f = (25 + 60)/2 = 42{,}5\,°\text{C} = 316\,\text{K}$. Para esta temperatura, as propriedades do ar são (tabela A.4 do Incropera):

$$\beta = \frac{1}{316} = 3{,}16 \times 10^{-3}\,\text{K}^{-1}; \quad \nu = 17{,}50 \times 10^{-6}\,\text{m}^2/\text{s}; \quad \alpha = 24{,}9 \times 10^{-6}\,\text{m}^2/\text{s};$$

$$k_f = 27{,}5 \times 10^{-3}\,\text{W}(\text{m} \cdot \text{K}) \quad \text{e} \quad Pr = 0{,}705.$$

<u>Caso 1</u>: Placa horizontal, superfície quente para cima

$$L = \frac{A_s}{P} = \frac{0{,}3^2}{4 \times 0{,}3} = 0{,}075\,\text{m}$$

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} = \frac{9{,}8 \times 3{,}16 \times 10^{-3} \times (60 - 25) \times 0{,}075^3}{17{,}50 \times 24{,}9 \times 10^{-12}} = 1{,}059 \times 10^6$$

$$\overline{Nu_L} = 0{,}54 Ra_L^{1/4} = 0{,}54(1{,}059 \times 10^6)^{1/4} = 17{,}28$$

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu_L} k_f}{L} = \frac{17{,}28 \times 27{,}5 \times 10^{-3}}{0{,}075} = 6{,}336\,\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$q = \bar{h}A(T_s - T_\infty) = 6{,}336 \times 0{,}3^2 \times (60 - 25) = 19{,}96\,\text{W}$$

Como o calor transferido é menor que 20 W, a instalação não é segura.

<u>Caso 2</u>: Placa inclinada, superfície quente para baixo

$$L = 0{,}3\,\text{m}, \qquad g \rightarrow g\cos\theta$$

$$Ra_L = \frac{g\cos\theta\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} = \frac{9{,}8 \times \cos 45° \times 3{,}16 \times 10^{-3} \times (60 - 25) \times 0{,}3^3}{17{,}50 \times 24{,}9 \times 10^{-12}} = 4{,}749 \times 10^7$$

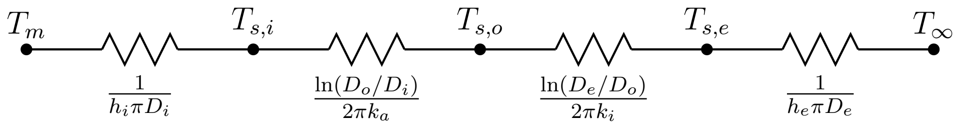
$$\overline{Nu_L} = \left\{0{,}825 + \frac{0{,}387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0{,}492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 = 48{,}94$$

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu_L} k_f}{L} = \frac{48{,}94 \times 27{,}5 \times 10^{-3}}{0{,}3} = 4{,}49\,\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$q = \bar{h}A(T_s - T_\infty) = 4{,}49 \times 0{,}3^2 \times (60 - 25) = 14{,}14\,\text{W}$$

Como o calor transferido nesta configuração também é menor que 20 W, a instalação também não é segura.

2) Neste problema, o calor é transferido do ar seco ao tubo por convecção forçada em escoamento interno, depois é transferido através da parede do tubo por condução e por fim é transferido ao ar ambiente por convecção natural. Como não há conversão de energia no percurso percorrido, pode-se utilizar a analogia elétrica, resultando no seguinte circuito térmico:



Neste circuito, T_m, $T_{s,i}$, $T_{s,o}$, $T_{s,e}$ e T_∞ são, respectivamente, as temperaturas média do ar seco, da superfície interna do tubo, da interface entre o aço e o isolamento, da superfície externa do isolamento e do ar ambiente ao longe. Os diâmetros interno do tubo de aço, externo do tubo de aço e externo do isolante são designados respectivamente por D_i, D_o e D_e. A condutividade térmica do aço é k_a e a do isolante é k_i. Por fim, h_i e h_e são os coeficientes de película na convecção forçada no escoamento interno e na convecção natural externa ao tubo, respectivamente.

A taxa de calor transferido na direção radial, por unidade de comprimento do tubo, está relacionado com $T_{s,e}$ por meio de duas equações que precisam ser satisfeitas simultaneamente. São elas:

$$\begin{cases} q_r = \dfrac{T_{s,e} - T_m}{\frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_a} + \frac{\ln(D_e/D_o)}{2\pi k_i}} \\[2ex] q_r = \dfrac{T_\infty - T_{s,e}}{\frac{1}{h_e \pi D_e}} \end{cases} \quad \Rightarrow \quad \frac{T_{s,e} - T_m}{\frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_a} + \frac{\ln(D_e/D_o)}{2\pi k_i}} = \frac{T_\infty - T_{s,e}}{\frac{1}{h_e \pi D_e}} \tag{1}$$

Assumiremos que k_a é constante, com o valor obtido da tabela A.1 do Incropera para aço não ligado a 300 K, $k_a = 60{,}5\,\mathrm{W/(m \cdot K)}$. Admitindo a situação limite, $T_m = -7\,°\mathrm{C}$ e $T_{s,e} = 10\,°\mathrm{C}$, calcularemos os coeficientes de película.

<u>Convecção forçada, escoamento interno</u>: propriedades do ar a $T_m = 266\,\mathrm{K}$:

$$\nu = 12{,}86 \times 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s}; \qquad k_f = 23{,}6 \times 10^{-3}\,\mathrm{W/(m \cdot K)}; \qquad Pr = 0{,}716$$

Calculando o número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{\bar{V} D}{\nu} = \frac{7{,}6 \times 0{,}019}{12{,}86 \times 10^{-6}} = 11230 > 4000 \quad \Rightarrow \quad \text{escoamento turbulento.}$$

Como $T_s > T_m$, a correlação apropriada para obter o número de Nusselt nesse caso é

$$Nu_D = 0{,}023 Re_D^{4/5} Pr^{0{,}4} = 0{,}023(11230)^{4/5}(0{,}716)^{0{,}4} = 34{,}99$$

O coeficiente de película é, então,

$$h_i = \frac{Nu_D k_f}{D_i} = \frac{34{,}99 \times 23{,}6 \times 10^{-3}}{0{,}019} = 43{,}46\,\mathrm{W/(m^2 \cdot K)}$$

<u>Convecção natural, superfície externa</u>: para calcular o coeficiente de película é necessário estimar um valor para o diâmetro externo do isolante D_e. Ao final dos cálculos, verificaremos se esta estimativa foi razoável, e caso não tenha sido, será necessário repetir os cálculos até que o procedimento convirja. Vamos então admitir inicialmente que $D_e = 0{,}05\,\mathrm{m}$. A temperatura de

filme é $T_f = (21+10)/2 = 15{,}5\,°\mathrm{C} \approx 289\,\mathrm{K}$. As propriedades do ar a esta temperatura são:

$$\beta = \frac{1}{289} = 3{,}46\times10^{-3}\,\mathrm{K}^{-1}; \quad \nu = 14{,}91\times10^{-6}\,\mathrm{m}^2/\mathrm{s}; \quad \alpha = 21{,}0\times10^{-6}\,\mathrm{m}^2/\mathrm{s};$$

$$k_f = 25{,}4\times10^{-3}\,\mathrm{W(m\cdot K)} \quad \mathrm{e} \quad Pr = 0{,}710.$$

O número de Rayleigh pode ser então calculado,

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_\infty - T_s)D_e^3}{\nu\alpha} = \frac{9{,}8\times3{,}46\times10^{-3}\times(21-10)\times0{,}05^3}{14{,}91\times21{,}0\times10^{-12}} = 1{,}489\times10^5.$$

Podemos agora calcular o número de Nusselt usando a correlação apropriada para convecção natural em torno de um cilindro,

$$\overline{Nu_D} = \left\{0{,}60 + \frac{0{,}387Ra_D^{1/6}}{[1+(0{,}559/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 = 8{,}64$$

O coeficiente de película é dado por

$$\overline{h_e} = \frac{\overline{Nu_D}k_f}{D} = \frac{8{,}64\times25{,}4\times10^{-3}}{0{,}05} = 4{,}388\,\mathrm{W/(m^2\cdot K)}.$$

Substituindo os valores numéricos das variáveis na eq. (1),

$$11\left[\frac{1}{\pi\times43{,}46\times0{,}019} + \frac{\ln(0{,}0251/0{,}019)}{2\pi\times60{,}5} + \frac{\ln(D_e/0{,}0251)}{2\pi\times0{,}18}\right] = 17\left[\frac{1}{\pi\times4{,}388D_e}\right]$$

$$0{,}2499 + 0{,}5721\ln(D_e/0{,}0251) = \frac{1}{13{,}79D_e} \quad\Rightarrow\quad D_e = \frac{1}{3{,}445+7{,}887\ln(D_e/0{,}0251)}$$

Resolvendo iterativamente obtemos $D_e = 0{,}0797\,\mathrm{m}$, valor significativamente diferente da estimativa inicial. Repetimos então os cálculos acima utilizando este valor de D_e, e os resultados são:

$$Ra_D = 6{,}031\times10^5; \qquad \overline{Nu_D} = 12{,}62; \qquad \overline{h_e} = 4{,}023\,\mathrm{W/(m^2\cdot K)}.$$

Substituindo novamente na eq. (1),

$$0{,}2499 + 0{,}5721\ln(D_e/0{,}0251) = \frac{1}{12{,}64D_e} \quad\Rightarrow\quad D_e = \frac{1}{3{,}159+7{,}231\ln(D_e/0{,}0251)}$$

Resolvendo iterativamente obtemos $D_e = 0{,}0840\,\mathrm{m}$. Repetimos os cálculos uma vez mais utilizando este valor de D_e e obtemos

$$Ra_D = 7{,}061\times10^5; \qquad \overline{Nu_D} = 13{,}19; \qquad \overline{h_e} = 3{,}988\,\mathrm{W/(m^2\cdot K)}.$$

Substituindo novamente na eq. (1),

$$0{,}2499 + 0{,}5721\ln(D_e/0{,}0251) = \frac{1}{12{,}53D_e} \quad\Rightarrow\quad D_e = \frac{1}{3{,}131+7{,}168\ln(D_e/0{,}0251)}$$

Resolvendo iterativamente obtemos $D_e = 0{,}0845\,\mathrm{m}$, que é um valor suficientemente próximo do último valor calculado para considerarmos o processo convergido. A espessura de isolante é, então,

$$e = \frac{D_e - D_o}{2} = \frac{0{,}0845 - 0{,}0251}{2} = 0{,}0297\,\mathrm{m} \approx 30\,\mathrm{mm}$$

3) A solução deste exercício é iterativa, uma vez que a temperatura superficial é uma das perguntas a ser respondida. Assumindo, assim, $T_s = 10$ °C, segue-se que:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{10 + 24}{2} = 17 \text{ °C}$$

cujas propriedades do ar a esta temperatura são: $k = 25{,}5 \times 10^{-3}$ W/(m.K); $\nu = 15{,}00 \times 10^{-6}$ m^2/s; Pr = 0,710; $\beta = 1/T_f = 1/(17 + 273) = 34{,}48 \times 10^{-4}$ K^{-1}.

As propriedades da água a 2 °C são: $\rho = 1000\,\mathrm{kg/m^3}$ e $C_p = 4211\,\mathrm{J/(kg.K)}$.

O problema de convecção deve ser dividido em: quatro superfícies verticais de área superficial $A_V = 4.0{,}28.0.18 = 0{,}2016\,\mathrm{m}^2$ (onde V refere-se às superfícies verticais); duas superfícies horizontais de áreas superficiais iguais $A_{H,t} = A_{H,f} = 0{,}18^2 = 0{,}0324\,\mathrm{m}^2$ (onde H, t significa superfície horizontal de topo e H, f significa superfície horizontal de fundo). Para as superfícies verticais o comprimento característico é o comprimento da placa na direção do escoamento (0,28 m); para as superfícies superior e inferior este comprimento é a relação entre área e perímetro: 0,0324/(2*0,18) = 0,09 m.

Cálculo do número de Rayleigh para as placas verticais:

$$\mathrm{Ra}_V = \mathrm{Gr.Pr} = \frac{g.\beta.(T_\infty - T_s).L_V^3}{\nu^2} \cdot \mathrm{Pr} = \frac{9{,}81.34{,}48 \times 10^{-4}.(24 - 10).0{,}28^3}{(15{,}00 \times 10^{-6})^2} \cdot 0{,}710 = 3{,}28 \times 10^7$$

Cálculo do número de Rayleigh para as placas horizontais:

$$\mathrm{Ra}_H = \frac{9{,}81.34{,}48 \times 10^{-4}.(24 - 10).0{,}09^3}{(15{,}00 \times 10^{-6})^2} \cdot 0{,}710 = 1{,}09 \times 10^6$$

Cálculo do número de Nusselt e coeficiente de película para as placas verticais:

$$\overline{\mathrm{Nu}}_V = \left\{0{,}825 + \frac{0{,}387.\mathrm{Ra}_V^{1/6}}{[1 + (0{,}492/\mathrm{Pr})^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 = 43{,}95$$

$$\overline{h}_V = \frac{\overline{\mathrm{Nu}}_V.k}{L_V} = \frac{43{,}95.25{,}5 \times 10^{-3}}{0{,}28} = 4{,}00\,\mathrm{W/(m^2.K)}$$

Cálculo do número de Nusselt e coeficiente de película para a placa horizontal superior (superfície fria voltada para cima):

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{H,t} = 0{,}52.\mathrm{Ra}_H^{1/5} = 8{,}38$$

$$\overline{h}_{H,t} = \frac{\overline{\mathrm{Nu}}_{H,t}.k}{L_H} = \frac{8{,}38.25{,}5 \times 10^{-3}}{0{,}09} = 2{,}38\,\mathrm{W/(m^2.K)}$$

Cálculo do número de Nusselt e coeficiente de película para a placa horizontal inferior (superfície fria voltada para baixo):

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{H,f} = 0{,}54.\mathrm{Ra}_H^{1/4} = 17{,}45$$

$$\overline{h}_{H,f} = \frac{\overline{\mathrm{Nu}}_{H,f}.k}{L_H} = \frac{17{,}45.25{,}5 \times 10^{-3}}{0{,}09} = 4{,}94\,\mathrm{W/(m^2.K)}$$

A taxa de transferência de calor total pode ser obtida, agora, somando-se a taxa de transferência de calor devido à convecção natural nas seis faces do reservatório e da taxa de transferência de calor por radiação (líquida) para as superfícies do reservatório:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad}$$

onde $\dot{Q}_{conv}$ pode ser escrito como:

$$\dot{Q}_{conv} = \dot{Q}_{conv,V} + \dot{Q}_{conv,H,t} + \dot{Q}_{conv,H,f}$$

cuja diferenciação entre os três termos é a mesma utilizada para determinação de $\overline{\mathrm{Nu}}$ e $\overline{h}$ acima. Arranjando todos os termos juntos:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{conv,V} + \dot{Q}_{conv,H,t} + \dot{Q}_{conv,H,f} + \dot{Q}_{rad}$$

$$\dot{Q} = \overline{h}_V.A_V.(T_\infty - \overline{T}_s) + \overline{h}_{H,t}.A_{H,t}.(T_\infty - \overline{T}_s) + \overline{h}_{H,f}.A_{H,f}.(T_\infty - \overline{T}_s) + \varepsilon.\sigma.A_s.(T_{viz}^4 - \overline{T}_s^4)$$

onde $\overline{T}_s$ é a temperatura superficial média do reservatório durante o intervalo de tempo. Assume-se que esta temperatura média é também a temperatura média da água no mesmo intervalo de tempo, ou seja, a transferência de calor das parades do reservatório para a água é uniforme e, em cada instante de tempo, a temperatura dessas superfícies e da água são idênticas em toda massa de água. Perceba que não se está dizendo que não haja variação temporal da temperatura da água e superfícies, mas que a cada incremento de tempo, não importanto a magnitude deste incremento, não há uma distribuição de temperatura nas superfícies e na água, ela é um valor único.

Desenvolvendo a equação,

$$\dot{Q} = (T_\infty - \overline{T}_s).(\overline{h}_V.A_V + \overline{h}_{H,t}.A_{H,t} + \overline{h}_{H,f}.A_{H,f}) + \varepsilon.\sigma.(A_V + A_{H,t} + A_{H,f}).(T_{viz}^4 - \overline{T}_s^4)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q} = \;& (297 - \overline{T}_s).(4{,}00.0{,}2016 + 2{,}38.0{,}0324 + 4{,}94.0{,}0324) \\ & +0{,}6.5{,}67 \times 10^{-8}.(0{,}2016 + 0{,}0324 + 0{,}0324).(297^4 - \overline{T}_s^4)\end{aligned} \tag{2}$$

$$\dot{Q} = 1{,}044.(297 - \overline{T}_s) + 9.063 \times 10^{-9}.(297^4 - \overline{T}_s^4) \qquad \text{(I)}$$

$\dot{Q}$ é determinado pela aplicação da 1^a Lei da Termodinâmica à massa de água contida no reservatório:

$$\dot{Q} = \frac{m.C_p.(T_2 - T_1)}{\Delta t} \qquad \text{(II)}$$

onde m é a massa de água dada por $\rho.\cancel{V}$ com ρ sendo a massa específica da água e $\cancel{V}$ o volume do reservatório; C_p é o calor específico [à pressão constante] da água líquida; T_1 e T_2 são as temperaturas inicial e final da água, respectivamente, durante o intervalo de tempo considerado; e Δt é o intervalo de tempo. Note que acima definiu-se $\overline{T}_s$ tanto para as superfícies do reservtório como para a água. Assim,

$$\overline{T}_s = \frac{T_1 + T_2}{2} \therefore T_2 - T_1 = 2.(\overline{T}_s - T_1)$$

Substituindo este resultado e os dados numéricos conhecidos na Eq. (II):

$$\dot{Q} = \frac{\rho.\cancel{V}.C_p.2(\overline{T}_s - T_1)}{\Delta t} = \frac{1000.0{,}18.0{,}18.0{,}28.4211.2(\overline{T}_s - 275)}{3.3600}$$

$$\dot{Q} = 7{,}074.(\overline{T}_s - 275) \qquad \text{(III)}$$

Igualando as Eqs. (I) e (III):

$$7{,}074.(\overline{T}_s - 275) = 1{,}044.(297 - \overline{T}_s) + 9.063 \times 10^{-9}.(297^4 - \overline{T}_s^4) \qquad \text{(IV)}$$

Cuja solução é $\overline{T}_s = 279{,}68$ K, ou 6,68 °C que, comparado ao valor inicial adotado de 10 °C é 33,2% menor, exigindo nova reiteração do processo. Para esta nova reiteração apresentam-se apenas os resultados finais:

$T_s = 6{,}68$ °C; $T_f = 288{,}34$ K; $k = 25{,}37 \times 10^{-3}$ W/(m.K); $\nu = 14{,}85 \times 10^{-6}$ m^2/s; Pr $= 0{,}710$; $\beta = 34{,}68 \times 10^{-4}$ K^{-1}; $\mathrm{Ra}_V = 4{,}16 \times 10^7$; $\mathrm{Ra}_H = 1{,}38 \times 10^6$; $\overline{\mathrm{Nu}}_V = 47{,}13$; $\overline{h}_V = 4{,}27\,\mathrm{W/(m^2.K)}$; $\overline{\mathrm{Nu}}_{H,t} = 8{,}79$; $\overline{h}_{H,t} = 2{,}48\,\mathrm{W/(m^2.K)}$; $\overline{\mathrm{Nu}}_{H,f} = 18{,}52$; $\overline{h}_{H,f} = 5{,}22\,\mathrm{W/(m^2.K)}$. E a nova Eq. (IV):

$$7{,}074.(\overline{T}_s - 275) = 1{,}110.(297 - \overline{T}_s) + 9.063 \times 10^{-9}.(297^4 - \overline{T}_s^4) \qquad \text{(IV)}$$

Cuja solução é $\overline{T}_s = 279{,}81$ K, ou 6,81 °C que, comparado ao valor anterior de 6,68 °C é 1,95% maior e, portanto, considera-se convergência obtida. Assim, a temperatura final da água, T_2, será:

$$T_2 = 2.\overline{T}_s - T1 = 2.6{,}81 - 2 = 11{,}62 \text{ °C}$$

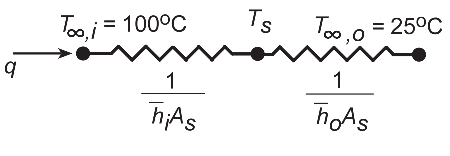
$$T_2 = 11{,}6 \text{ °C}$$

A taxa média de transferência de calor para a água é dada pelas Eqs. (I) ou (III). Utilizando a Eq. (III), por ser mais simples:

$$\dot{Q} = 7{,}074.(279{,}81 - 275) = 34{,}03\,\mathrm{W}$$

$$\dot{Q} = 34\,\mathrm{W}$$

4) O circuito térmico para este problema é como abaixo



$$q = \frac{T_{\infty,i} - T_{\infty,o}}{\frac{1}{\bar{h}_i A_s} + \frac{1}{\bar{h}_o A_s}} = \frac{A_s(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{1/\bar{h}_i + 1/\bar{h}_o}$$

Tanto para o lado interno quanto para o externo, ocorre convecção natural em placa vertical e o comprimento característico é a altura do receptor ($L = 2{,}5\,\mathrm{m}$) e a área é $A_s = \pi D L = \pi \times 0{,}75 \times 2{,}5 = 5{,}890\,\mathrm{m}^2$.

É preciso estimar T_s para conseguirmos calcular as temperaturas de filme para o lado interno, $T_{f,i}$, e externo, $T_{f,o}$. Assumindo $T_s = 54\,°\mathrm{C}$, teremos $T_{f,i} = (100 + 54)/2 = 77\,°\mathrm{C} = 350\,\mathrm{K}$ e $T_{f,o} = (25 + 54)/2 = 39{,}5\,°\mathrm{C} = 313\,\mathrm{K}$. O efeito da pressão estar a 3 atm no interior do receptor é sentido por ν e α, que são propriedades que dependem da massa específica do ar. Como $\rho \propto p$, $\nu \propto 1/\rho$ e $\alpha \propto 1/\rho$, os valores de ν e α obtidos da tabela para o ar a 1 atm precisarão ser divididos por 3.

Propriedades do ar para $T_{f,i} = 350\,\mathrm{K}$ e $p_i = 3\,\mathrm{atm}$

$$\beta = 1/T_{f,i} = 2{,}857 \times 10^{-3}\,\mathrm{K}^{-1}, \qquad \nu = 6{,}973 \times 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s}, \qquad \alpha = 9{,}97 \times 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s},$$

$$Pr = 0{,}700, \qquad k_f = 0{,}0300\,\mathrm{W/(m\cdot K)}$$

$$Ra_{L,i} = \frac{g\beta(T_{\infty,i} - T_s)L^3}{\nu\alpha} = 2{,}896 \times 10^{11}$$

$$\overline{Nu}_{L,i} = \left\{0{,}825 + \frac{0{,}387 Ra_{L,i}^{1/6}}{[1 + (0{,}492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 = 739{,}0 \quad \Rightarrow \quad \bar{h}_i = \frac{\overline{Nu}_{L,i} k_f}{L} = 8{,}87\,\mathrm{W/(m^2/K)}$$

Propriedades do ar para $T_{f,o} = 313\,\mathrm{K}$ e $p_o = 1\,\mathrm{atm}$

$$\beta = 1/T_{f,o} = 3{,}195 \times 10^{-3}\,\mathrm{K}^{-1}, \qquad \nu = 17{,}20 \times 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s}, \qquad \alpha = 24{,}4 \times 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s},$$

$$Pr = 0{,}705, \qquad k_f = 0{,}0273\,\mathrm{W/(m\cdot K)}$$

$$Ra_{L,o} = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty,o})L^3}{\nu\alpha} = 3{,}381 \times 10^{10}$$

$$\overline{Nu}_{L,o} = \left\{0{,}825 + \frac{0{,}387 Ra_{L,o}^{1/6}}{[1 + (0{,}492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 = 371{,}1 \quad \Rightarrow \quad \bar{h}_o = \frac{\overline{Nu}_{L,o} k_f}{L} = 4{,}05\,\mathrm{W/(m^2/K)}$$

$$q = \frac{A_s(T_{\infty,i} - T_{\infty,o})}{1/\bar{h}_i + 1/\bar{h}_o} = 1228\,\mathrm{W} \qquad\qquad T_s = T_{\infty,i} - \frac{q}{\bar{h}_i A_s} = 76{,}5\,^\circ\mathrm{C}$$

Refazendo os cálculos para esta nova estimativa de T_s ($T_{f,i} = 361\,\mathrm{K}$ e $T_{f,o} = 324\,\mathrm{K}$).

Propriedades do ar para $T_{f,i} = 361\,\mathrm{K}$ e $p_i = 3\,\mathrm{atm}$

$$\beta = 1/T_{f,i} = 2{,}770 \times 10^{-3}\,\mathrm{K}^{-1}, \qquad \nu = 7{,}376 \times 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s}, \qquad \alpha = 10{,}6 \times 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s},$$

$$Pr = 0{,}698, \qquad k_f = 0{,}0308\,\mathrm{W/(m\cdot K)}$$

$$Ra_{L,i} = 1{,}275 \times 10^{11}, \qquad \overline{Nu}_{L,i} = 567{,}0, \qquad \bar{h}_i = 6{,}99\,\mathrm{W/(m^2/K)}$$

Propriedades do ar para $T_{f,o} = 324\,\mathrm{K}$ e $p_o = 1\,\mathrm{atm}$

$$\beta = 1/T_{f,o} = 3{,}086 \times 10^{-3}\,\mathrm{K}^{-1}, \qquad \nu = 18{,}30 \times 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s}, \qquad \alpha = 26{,}1 \times 10^{-6}\,\mathrm{m^2/s},$$

$$Pr = 0{,}704, \qquad k_f = 0{,}0281\,\mathrm{W/(m\cdot K)}$$

$$Ra_{L,o} = 5{,}096 \times 10^{10}, \qquad \overline{Nu}_{L,o} = 423{,}0, \qquad \bar{h}_o = 4{,}75\,\mathrm{W/(m^2/K)}$$

$$q = 1249\,\mathrm{W} \qquad\qquad T_s = 69{,}7\,^\circ\mathrm{C}$$