

Zewnętrzna powierzchnię wymiany ciepła poziomego, płaszczowo-rurowego skraplacza pary wodnej stanowi zewnętrzna powierzchnia 43 rurek o średnicy zewnętrznej 15 mm i grubości ścianki 1 mm wykonanych z miedzi o przewodności cieplnej 320 W/(m K). Pęczek rurek umieszczony jest w płaszczu o średnicy wewnętrznej 170 mm. Układ rurek jest heksagonalny, podziałka rurek wynosi 20 mm. W skraplaczu skrapla się 300 kg/h pary wodnej o ciśnieniu 0,1 bara. Woda chłodząca skraplacz ma na wlocie temperaturę 22 st. C, a na wylocie 25 st. C. Obliczyć zewnętrzną powierzchnię wymiany ciepła skraplacza.

$$d_z := 15 \text{ mm} \quad \delta := 1 \text{ mm} \quad d_w := d_z - 2 \cdot \delta = 0.013 \text{ m} \quad n_r := 43$$

$$\lambda_r := 320 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$m_p := 280 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} = 0.07778 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Woda chłodząca

$$T'_2 := 22 \text{ }^\circ\text{C} \quad T''_2 := 25 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_{f2} := \frac{T'_2 + T''_2}{2} = 23.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para nasycona sucha

$$p_s := 0.1 \text{ bar} \quad T_s := 318.98 \text{ K} \quad T_s = 45.83 \text{ }^\circ\text{C}$$

Dla parametrów nasycenia

$$\rho_v := \frac{1}{14.676 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 0.06814 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad r := 2584.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$T_w = 34.78 \text{ }^\circ\text{C}$ Temperatura wstępnie założona. Po obliczeniu powierzchni wymiany ciepła należy sprawdzić, czy założenie jest poprawne obliczając T_w z równania Newtona $Q = A_z \cdot \alpha_1 \cdot (T_s - T_w)$.

$$T_m := \frac{T_s + T_w}{2} = 40.31 \text{ }^\circ\text{C}$$

Zależność właściwości wody od temperatury przy ciśnieniu nasycenia

$$_W := \begin{bmatrix} 20 & 998.2 & 4.182 & 0.00099341 & 0.597 \\ 25 & 997.1 & 4.178 & 0.00088064 & 0.606 \\ 30 & 995.7 & 4.176 & 0.00079238 & 0.615 \\ 35 & 994.1 & 4.175 & 0.00071981 & 0.624 \\ 40 & 992.2 & 4.175 & 0.00065803 & 0.633 \\ 45 & 990.2 & 4.176 & 0.00060507 & 0.640 \\ 50 & 988.1 & 4.178 & 0.00055506 & 0.647 \\ 55 & 985.7 & 4.179 & 0.00050995 & 0.652 \end{bmatrix}$$

$$f\rho(t) := \text{linterp}(_W^{(0)}, _W^{(1)}, t) \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$fc_p(t) := \text{linterp}(_W^{(0)}, _W^{(2)}, t) \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$f\mu(t) := \text{linterp}(_W^{(0)}, _W^{(3)}, t) \cdot \text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$f\lambda(t) := \text{linterp}(_W^{(0)}, _W^{(4)}, t) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Właściwości fizyczne wody w temperaturze T_m

$$\rho_l := f\rho\left(\frac{T_m}{\text{K}} - 273.15\right) = 992.078 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$c_{pl} := fc_p\left(\frac{T_m}{\text{K}} - 273.15\right) = 4175.061 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\lambda_l := f\lambda\left(\frac{T_m}{\text{K}} - 273.15\right) = 0.6334 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\mu_l := f\mu\left(\frac{T_m}{\text{K}} - 273.15\right) = (6.548 \cdot 10^{-4}) \text{Pa} \cdot \text{s}$$

Ponieważ temperatura ścianki jest niższa od temperatury nasycenia, skropliny są przechłodzone. Dlatego podczas obliczania współczynnika wnikania ciepła α użyjemy zmodyfikowanego ciepła parowania. Do ciepła parowania dodamy ciepło odebrane od skroplin.

$$r_e := r + 0.68 \cdot c_{pl} \cdot (T_s - T_w) = (2.616 \cdot 10^6) \frac{J}{kg}$$

Współczynnik wnikania ciepła dla jednej rurki obliczamy za pomocą wzoru Nusselta

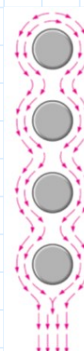
$$\alpha := 0.729 \cdot \left(\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot r_e \cdot \lambda_l^3}{\mu_l \cdot (T_s - T_w) \cdot d_z} \right)^{\frac{1}{4}} = 11367.2 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Współczynnik wnikania ciepła dla 43. rurek w układzie heksagonalnym - wzór Kerna

$$\alpha_{m_N} = \alpha \cdot N^{-\frac{1}{6}}$$

$$\alpha_{11_4} := \alpha \cdot (4)^{-\frac{1}{6}} = 9022.2 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (\text{w pęczek sprowadzamy do 4 rzędów po 11 rurek w każdym})$$

$$\alpha_1 := \alpha_{11_4}$$



Obliczanie współczynnika wnikania ciepła po stronie wody chłodzącej

$$\rho_2 := f\rho \left(\frac{T_{f2}}{K} - 273.15 \right) = 997.43 \frac{kg}{m^3}$$

$$c_{p2} := fc_p \left(\frac{T_{f2}}{K} - 273.15 \right) = 4179.2 \frac{J}{kg \cdot K}$$

$$\lambda_2 := f\lambda \left(\frac{T_{f2}}{K} - 273.15 \right) = 0.6033 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\mu_2 := f\mu \left(\frac{T_{f2}}{K} - 273.15 \right) = (9.145 \cdot 10^{-4}) Pa \cdot s \quad \nu_2 := \frac{\mu_2}{\rho_2} = (9.168 \cdot 10^{-7}) \frac{m^2}{s}$$

$$Pr_2 := \frac{\mu_2 \cdot c_{p2}}{\lambda_2} = 6.335$$

Strumień ciepła skraplania i przechłodzenia skroplin

$$Q := m_p \cdot r_e = (203.449 \cdot 10^3) \text{ W}$$

Strumień wody

$$Q = m_w \cdot c_{p2} \cdot (T''_2 - T'_2)$$

$$m_w := \frac{Q}{c_{p2} \cdot (T''_2 - T'_2)} = 16.227 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Przekrój poprzeczny strumienia wody

$$A_w := n_r \cdot \frac{\pi \cdot d_w^2}{4} = 0.005707 \text{ m}^2$$

Równanie ciągłości strumienia

$$m_w = A_w \cdot w_2 \cdot \rho_2$$

Prędkość wody w rurkach

$$w_2 := \frac{m_w}{A_w \cdot \rho_2} = 2.85 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re_2 := \frac{w_2 \cdot d_w}{\nu_2} = 40417.5$$

Korelacja Dittusa i Boltera

$n := 0.4$ - dla ogrzewania

$$Nu_2 := 0.023 \cdot Re_2^{0.8} \cdot Pr_2^n = 233.171$$

Warunki stosowalności korelacji

Czynnik: dowolny

Rodzaj kanału: rura

$$Re > 10^4$$

$$Re_2 = 40417$$

$$100 > Pr > 0.7$$

$$Pr_2 = 6.335$$

$$\frac{L}{d_w} > 60$$

$$\frac{L}{d_w} = ? \text{ sprawdzić po obliczeniu}$$

Współczynnik wnikania ciepła dla wody

$$\alpha_2 := \frac{\lambda_2 \cdot Nu_2}{d_w} = 10820.9 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Współczynnik przenikania ciepła odniesiony do zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła

$$k_z := \left(\frac{d_z}{d_w \cdot \alpha_1} + \frac{d_z}{2 \cdot \lambda_r} \cdot \ln \left(\frac{d_z}{d_w} \right) + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = 4471.1 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Średnia różnica temperatur czynników

$$\Delta T' := T_s - T'_2 = 23.83 \text{ K}$$

$$\Delta T'' := T_s - T''_2 = 20.83 \text{ K}$$

$$\Delta T_{ln} := \frac{\Delta T' - \Delta T''}{\ln \left(\frac{\Delta T'}{\Delta T''} \right)} = 22.296 \text{ K}$$

Zewnętrzna powierzchnia wymiany ciepła

$$Q = A_z \cdot k_z \cdot \Delta T_{ln}$$

$$A_z := \frac{Q}{k_z \cdot \Delta T_{ln}} = 2.041 \text{ m}^2$$

Sprawdzenie poprawności przyjęcia wartości T_w

$$Q = A_z \cdot \alpha_1 \cdot (T_s - T_w)$$

$$T_{w_spr} := T_s - \frac{Q}{A_z \cdot \alpha_1} = 34.78 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_w \equiv 34.78 \text{ }^\circ\text{C} \quad T_s - T_w = 11.05 \text{ K}$$

Gdyby temperatura T_{w_spr} różniła się od T_w należałoby powtórzyć obliczenia ze skorygowaną wartością T_w . W drugim przybliżeniu można by było przyjąć, że $T_w = T_{w_spr}$.

Zewnętrzna powierzchnia wymiany ciepła

$$A_z = n_r \cdot \pi \cdot d_z \cdot L$$

Długość rurek wymiennika

$$L := \frac{A_z}{n_r \cdot \pi \cdot d_z} = 1.007 \text{ m}$$

$$\frac{L}{d_w} = 77.473$$

$$\text{kJ} \equiv 1000 \text{ J}$$