

Projekt "Wymiennik ciepła"

Poniższe dane liczbowe są przykładowe więc proszę się nimi nie sugerować. Ważne są tylko wzory.

Jednostki (pisane pismem prostym) dla ułatwienia obliczeń: Ta część jest dla użytkowników MathCADa

$W := watt$	$kW := 10^3 \cdot watt$	$MW := 10^6 \cdot watt$	$deg := K$ Uwaga , różne od deg
$VA := watt$	$MVA := 10^6 \cdot watt$	$VAR := watt$	$MVAR := 10^6 \cdot watt$
$N := newton$	$MPa := 10^6 \cdot Pa$	$hPa := 100 \cdot Pa$	$kNm := 10^3 \cdot m \cdot N$
$J := joule$	$kJ := 10^3 \cdot J$	$mol := 1$	$kmol := 1000$

Moc pozorna: $S := 100 \cdot MVA$

Współczynnik mocy
"kosinus fi": $cosfi := 0.8$

Moc czynna: $P := S \cdot cosfi$

Straty [%]:

- Mechaniczne: $s_m := 0.11 - 0.0001 \cdot \frac{P}{MW}$

- Wentylacji: $s_w := 0.4 + 0.001 \cdot \frac{P}{MW}$

- Żelaza: $s_{Fe} := 0.34 - 0.0006 \cdot \frac{P}{MW}$

- Uzwojenie stojana: $s_{us} := 0.2 - 0.0003 \cdot \frac{P}{MW}$

- Wzbudzenia: $s_{wz} := 0.43 - 0.0007 \cdot \frac{P}{MW}$

- Dodatkowe $s_d := 0.16$

Sprawność [%]

$$\eta := 100 - s_m - s_w - s_{Fe} - s_{us} - s_{wz} - s_d$$

Straty całkowite (odprowadzane przez chłodzenie)

$$\Delta P := P \cdot \frac{100 - \eta}{100}$$

Wymiennik ciepła

Uwaga, niektóre wartości można obliczyć przy pomocy funkcji z modułu "thmcd2008v1.dll"

Dane i założenia:

Strumień ciepła do odebrania w wymienniku: $Q := \Delta P$

Temperatury powietrza: 1-włot, 2-wylot:

$$t_{p1} := 80 \cdot \text{deg}$$

$$t_{p2} := 40 \cdot \text{deg} \quad 30 \dots 40 \text{ deg} \quad \Delta t_p := t_{p1} - t_{p2}$$

Temperatury czynnika chłodzącego
(wody) 1-włot, 2-wylot

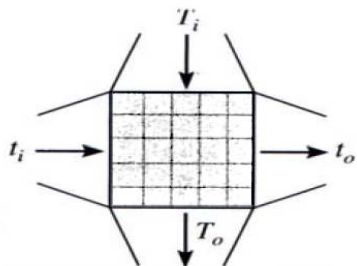
$$t_1 := 28 \cdot \text{deg}$$

$$\Delta t_w := 25 \cdot \text{deg} \quad 25 \dots 28 \text{ deg}$$

$$t_2 := t_1 + \Delta t_w$$

Obliczenia:

Współczynnik korekcyjny do obliczeń średniej temperatury logarytmicznej, uwzględniający fakt, że przepływ jest krzyżowy. Dalsze obliczenia prowadzone są jak dla wymiennika przeciuprądowego



Zmienne pomocnicze: R i P

$$R := \frac{t_{p1} - t_{p2}}{t_2 - t_1}$$

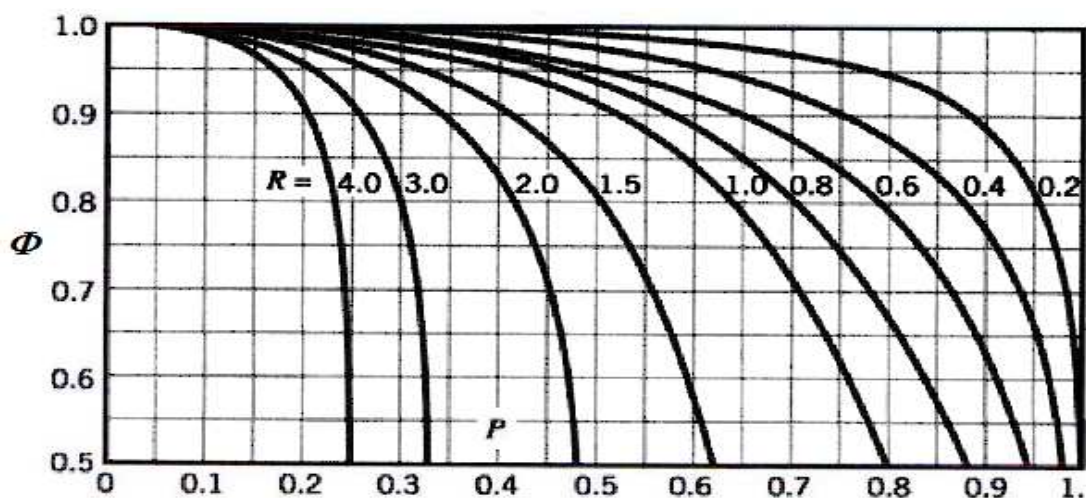
$$P := \frac{t_2 - t_1}{t_{p1} - t_1}$$

$$R = 1.6$$

$$P = 0.4808$$

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \quad P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i}$$

Wykres do wyznacznia współczynnika korekcyjnego.



Z wykresu dla P, R odczytać współczynnik korekcyjny lub użyć funkcję "FiCross(n, tp1, tp2, t1, t2)" z biblioteki **thm**cad2008v1

$$\Phi := FiCross\left(1, \frac{t_{p1}}{\text{deg}}, \frac{t_{p2}}{\text{deg}}, \frac{t_1}{\text{deg}}, \frac{t_2}{\text{deg}}\right)$$

$$\Phi = 0.7705$$

Średnia logarytmiczna różnica temperatur:

- różnica wzdl. wlotu powietrza: $\Delta t_1 := t_{p1} - t_2$

- różnica wzgl. wylotu powietrza: $\Delta t_2 := t_{p2} - t_1$

Średnia różnica log. dla prądów krzyżowych wg wzoru standardowego (lub funkcji dtCross(1,tp1,tp2,t1,t2) z biblioteki **thm**cad2008v1) wynosi:

$$\Delta t_m := \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} \cdot \Phi$$

$$\Delta t_m = 14.2526 \cdot \text{deg}$$

Dane i założenia konfiguracji wymiennika

Wymiennik ciepła składa się z n sekcji o wymiarach $A \times B$. Rurki chłodzące z wodą bieżącą wzdłuż boku A w układzie prostokątnym lub szachownicowym. Chłodzone pow. płynie prostopadłe do rys.

Przyjąć wymiar A [mm] : **3000 .. 4000**

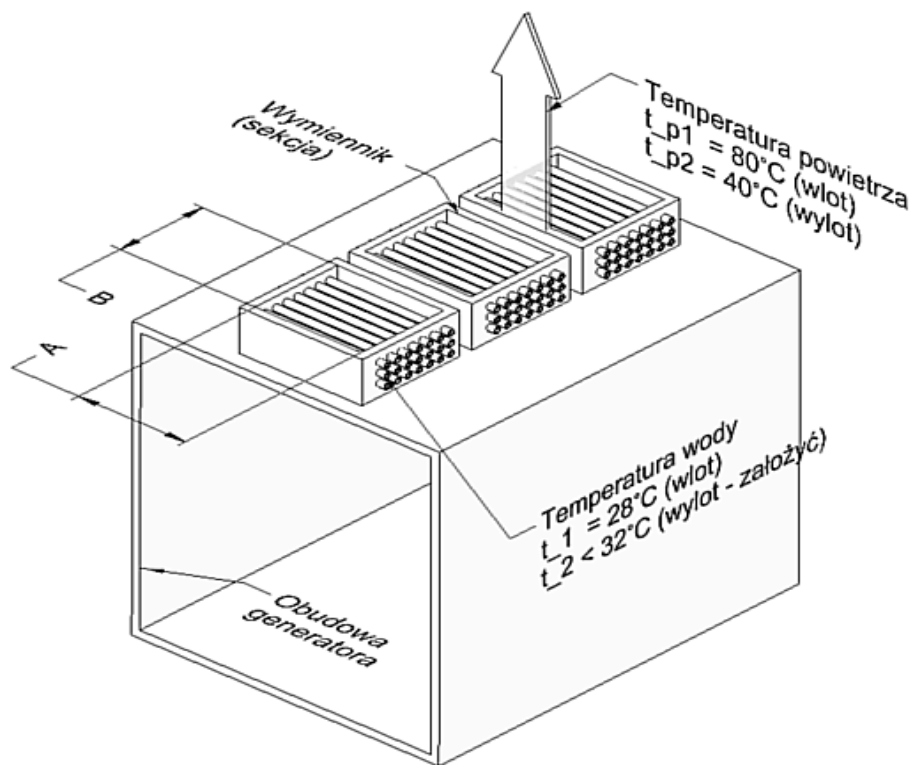
$$A := 4000 \cdot \text{mm}$$

Przyjąć prędkość powietrza v_p [m/s]

$$v_p := 8 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Liczba sekcji $n = 3$ (<50MW), **4** (>50MW)

$$n := 4$$



Obliczenia od strony czynnika chłodzonego czyli powietrza

Równoważnik objętościowy $V_u := 22.4 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$

Masa molowa powietrza $M_{\text{air}} := 28.97 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$

Gęstość powietrza dla następujących danych

$$p_{ot} := 1013.25 \cdot \text{hPa} \quad R_{pow} := 287.05 \cdot \frac{\text{J}}{\text{deg} \cdot \text{kg}} \quad T_{pow} := 273 \cdot \text{deg} + \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2}$$

ze wzoru Clapeyrona wynosi $\rho_p := \frac{p_{ot}}{R_{pow} \cdot T_{pow}}$

Ciepła właściwe powietrza wg **thmcad2008v1**, [J/(um³K)]

$$c_p := \frac{V_u}{M_{\text{air}}} \cdot \left(C_{p\text{Air}} \left(\frac{T_{pow}}{\text{deg}} \right) \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{deg} \cdot \text{m}^3} \right)$$

Obliczenia sumarycznego pole przekroju dla przepływu powietrza z bilansu ciepła

$$Q = F_p \cdot v_p \cdot \rho_p \cdot c_p \cdot \Delta t_p$$

Stąd sumaryczne pole powierzchni przepływu powietrza we **wszystkich** sekcjach

$$F_p := \frac{Q}{v_p \cdot \rho_p \cdot c_p \cdot \Delta t_p}$$

Wymiary ogólne:

- liczba sekcji $n = 4$
- długość sekcji $A = 4000 \cdot \text{mm}$
- szerokość sekcji: $B := \text{ceil}\left(\frac{F_p}{n \cdot A \cdot \text{mm}}\right) \cdot \text{mm}$

Obliczenia od strony czynnika chłodzącego czyli wody

Dane:

Prędkość wody w rurkach chłodzących
przyjmuje się z zakresu 0,2 .. 2 m/s

$$w := 0.2 \cdot \frac{\text{m}}{\text{sec}}$$

Ciśnienie wody

$$p_w := 0.2 \cdot \text{MPa}$$

Średnice wewnętrzna i grubość rurki

$$d_w := 6 \cdot \text{mm}$$

$$s_r := 0.5 \cdot \text{mm}$$

Średnica zewnętrzna rurki:

$$d_z := d_w + 2 \cdot s_r$$

Obliczenia:

Gęstość wody dla temp. średniej

$$\rho_w := 992 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$t_{srw} := \frac{t_2 + t_1}{2}$$

Ciepło właściwe wody

$$c_w := C_p \left(\frac{t_{srw}}{\text{deg}}, \frac{p_w}{\text{MPa}} \right) \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{deg}}$$

Sumaryczna powierzchnia przepływu wody,
czyli całkowite pole przekroju wszystkich
rurek $F_w = N \pi d^2/4$

$$F_w := \frac{Q}{w \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \Delta t_w}$$

Liczba rurek dająca pole F_w :

$$N := \text{ceil} \left(\frac{4 \cdot F_w}{\pi d_w^2} \right)$$

Powierzchnia wymiany ciepła rurki (zewnątrzna)

$$F_{wr} := A \cdot \pi d_z$$

Powierzchnia wymiany ciepła (zewnątrzna) wszystkich rurek:

$$F_{wz} := N \cdot F_{wr}$$

Obliczenia współczynników wymiany ciepła między powietrzem a wodą.

patrz. "Ruch ciepła i wymienniki" Hobler, rodzaj III przykłady 29, 30 (str.162)

Obliczenia współczynnik przejmowania od wody do ścianek α_w

Lepkość wody:

$$\eta_w := \text{Visc} \left(\frac{t_{srw}}{\text{deg}}, \frac{p_w}{\text{MPa}} \right) \cdot \text{Pa} \cdot \text{sec} \quad \text{z thmcd2008v1 lub obliczyć}$$

Przewodność wody:

$$\lambda_w := \text{Lambda} \left(\frac{t_{srw}}{\text{deg}}, \frac{p_w}{\text{MPa}} \right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{deg} \cdot \text{m}} \quad \text{z thmcd2008v1 lub obliczyć}$$

Liczba Reynoldsa

$$Re_w := \frac{\rho_w \cdot d_w \cdot w}{\eta_w} \quad \text{ma być } > 2300 \text{ (ruch burzliwy)}$$

Liczba Prandtla

$$Pr_w := \frac{c_w \cdot \eta_w}{\lambda_w} \quad \text{ma być w zakresie } 0,7 \dots 100$$

Wzór do obliczenia współczynnika przejmowania (alfa) dla przepływu burzliwego w rurociągu.
Wykładnik dla liczby Pr wynosi 0.4 - czynnik grzeje; 0.3 - czynnik chłodzi

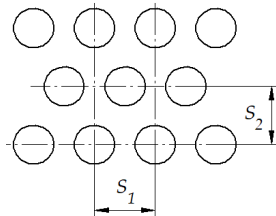
$$Nu_w := 0.023 \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.4}$$

Stąd współczynnik przejmowania α_w (lub z **thmcd2008v1** funkcja Alfa2(tsr,p,vel,dw))

$$\alpha_w := \frac{\lambda_w}{d_w} \cdot Nu_w$$

Obliczenia współczynnik przejmowania od powierza do ścianek α_p

Podziałki rur poprzeczna s_1 i podłużna s_2 , (układ heksagonalny)



$$s_1 := 50 \cdot \text{mm}$$

$$s_2 := \text{ceil} \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \frac{s_1}{\text{mm}} \right) \cdot \text{mm}$$

Liczba rur w rzędzie (poprzecznie do przepływu) $N_r := \text{floor} \left(\frac{n \cdot B}{s_1} \right)$

Liczba rur w kierunku przepływu $N_c := \text{ceil} \left(\frac{N}{N_r} \right)$

Prędkość pow. między rurkami $v_{pr} := \frac{F_p}{F_p - A \cdot d_z \cdot N_r} \cdot v_p$

Średnia temp. powietrza $t_{srp} := \frac{t_{p1} + t_{p2}}{2}$

Lepkość powietrza $\nu_p := \text{ViscAir} \left(\frac{t_{srp}}{\text{deg}} \right) \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{sec}}$ z **thmcd2008v1** lub obliczyć

Przewodność powietrza $\lambda_p := \text{LambdaAir} \left(\frac{t_{srp}}{\text{deg}} \right) \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{deg}}$ z **thmcd2008v1** lub obliczyć

Liczba Pr powietrza $Pr_p := \frac{c_p \cdot \rho_p \cdot v_p}{\lambda_p}$ lub z **thmcd2008v1** funkcja **PrAir(...)**

Liczba Reynoldsa dla powietrza $Re_p := \frac{d_z \cdot v_{pr}}{\nu_p}$ musi być > 2000

Dla $Re > 2000$ i pęczka heksagonalnego, stosuje się wzór

$$Nu_p := 0.33 \cdot Re_p^{0.6} \cdot Pr_p^{0.33}$$

Współczynnik przejmowania od ścianek do powietrza, (w **thmcd2008v1** do pęczka w ukl. heksagonalnym stosuje się funkcję **Alfa1sAir(...)**)

$$\alpha_p := \frac{\lambda_p}{d_z} \cdot Nu_p$$

Obliczenie współczynnika przenikania k

Przewodność cieplna stali 45 - 55 W/(m K)

$$\lambda_{st} := 45 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{deg}}$$

Współczynnik przenikania ciepła k dla rury

$$k := \left(\frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_w} + \frac{s_r}{\lambda_{st}} \right)^{-1}$$

Obliczenia wymaganej powierzchni wymiany

Wymagana F_{wwz} powierzchnia wymiany ciepła dla rurek i jej stosunek do faktycznej F_{wz} (ma być ≤ 1)

$$F_{wwz} := \frac{Q}{k \cdot \Delta t_m}$$

$$\frac{F_{wwz}}{F_{wz}} = 3.1644$$

Jeśli $F_{wwz} / F_{wz} > 1$ konieczne ożebrowanie