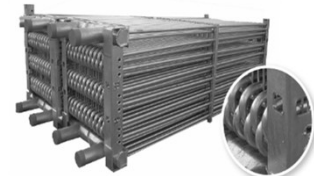


Konstrukční návrh svazkových výměníků tepla

Svazkový výměník

- výměník je tvořen svazkem přímých nebo hadovitě naohýbaných trubek
- typické aplikace
 - plyn (vně) – voda, pára (v trubkách) => výhřevné plochy vodotrubných kotlů
 - plyn – plyn (spaliny – vzduch) => ohříváky vzduchu, rekuperační výměníky



Druhy tepelných výpočtů

Základní druhy tepelných výpočtů výměníků jsou:

a) Návrhový (konstrukční) výpočet

- cílem je stanovení hodnot, potřebných pro konstrukční návrh nebo výběr výměníku
- musí být znám
 - typ navrhovaného výměníku,
 - druh pracovních látek
 - jejich základní parametry.
- k základním parametrům patří
 - hmotnostní průtoky m_A, m_B ,
 - teploty obou látek na vstupu a na výstupu $t_{A1}, t_{A2}, t_{B1}, t_{B2}$,
 - tlaky látek na vstupu nebo výstupu.
- je nutno znát povolené tlakové ztráty a případná technická omezení
- výsledkem výpočtu je určení velikosti teplosměnné plochy S a její geometrické uspořádání.

Druhy tepelných výpočtů

b) Kontrolní výpočet (přepočet)

- účelem je zjistit u předem navrženého nebo typizovaného výměníku
 - skutečné výstupní teploty
 - tepelný výkon
- a to při libovolném provozním režimu.
- typickou úlohou je výpočet parametrů výměníku při dílčích výkonech
- zadanými veličinami jsou
 - průtoky obou látek m_A, m_B
 - vstupní teploty a tlaky látek $t_{A1}, t_{B1}, p_{A1}, p_{B1}$

Postup při návrhu výměníku

- rozbor úlohy
 - výběr uspořádání výměníku
 - tepelná bilance výměníku
 - volba geometrie výměníku
 - výpočet teplotního spádu
 - výpočet sdílení tepla
 - určení potřebné velikosti výhřevné plochy
 - hydraulický výpočet a určení tlakových ztrát
 - ↓ vyhovuje x nevyhovuje
 - detailní konstrukční návrh, pevnostní výpočet, výpočet hmotnosti a ceny
- úprava návrhových parametrů

Tepelná bilance výměníku

- Uvažujeme dvoulátkový výměník - látka A předává tepelnou energii látce B
- První zákon termodynamiky je zde vyjádřen rovnicí

$$\Delta \dot{Q} = \dot{m}_A \cdot c_A \cdot \Delta t_A = \dot{m}_B \cdot c_B \cdot \Delta t_B + Q_z \quad [\text{W}]$$

kde $\dot{m}_A \cdot c_A \cdot \Delta t_A$ je tepelný tok předávaný látkou A ,
 $\dot{m}_B \cdot c_B \cdot \Delta t_B$ je tepelný tok přebíraný látkou B ,
 Q_z je ztrátový tepelný tok tj. tepelný tok sdílený z výměníku do okolí.

- Q_z lze většinou zanedbat
- bilance platí pouze v případě, že $c_A, c_B \approx \text{konst.}$ v daném intervalu změny teplot a tlaků látek A a B

Tepelná bilance výměníku

Tepelné toky \dot{Q}_A, \dot{Q}_B vyjádříme obecně vztahy

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_A \cdot (i_{A1} - i_{A2}) \quad \dot{Q}_B = \dot{m}_B \cdot (i_{B2} - i_{B1})$$

kde i_{A1}, i_{A2} jsou vstupní a výstupní entalpie látky A,
 i_{B1}, i_{B2} jsou vstupní a výstupní entalpie látky B.

Pokud látky nemění ve výměníku skupenství, lze tyto rovnice napsat ve tvaru

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_A \cdot c_A \cdot (t_{A1} - t_{A2}) = W_A \cdot (t_{A1} - t_{A2}) \quad \dot{Q}_B = \dot{m}_B \cdot c_B \cdot (t_{B2} - t_{B1}) = W_B \cdot (t_{B2} - t_{B1})$$

kde c_A, c_B [J/kgK] jsou měrné tepelné kapacity při stálém tlaku,
 W [W/K] je tepelná kapacita proudu látky.

Při zanedbání tepelných ztrát do okolí platí rovnice

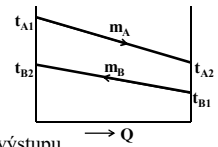
$$\dot{m}_A \cdot c_A \cdot (t_{A1} - t_{A2}) = \dot{m}_B \cdot c_B \cdot (t_{B2} - t_{B1}) \quad \text{resp.} \quad \dot{m}_A \cdot (i_{A1} - i_{A2}) = \dot{m}_B \cdot (i_{B2} - i_{B1})$$

Tepelná bilance výměníku

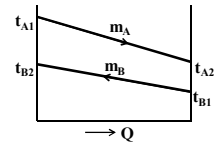
Typy úloh:

■ zadán požadovaný výkon

- dáno
 - výkon výměníku
 - teploty látek A a B na vstupu
 - průtok látky A a B
- dopočítává se teplota látek A a B na výstupu



- dáno
 - výkon výměníku
 - teploty látek A a B na vstupu a výstupu
- dopočítává se průtok látek A a B

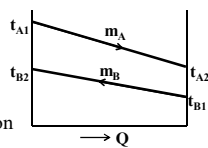


Tepelná bilance výměníku

Typy úloh:

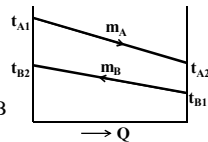
■ dopočet neznámé teploty

- dáno
 - průtoky látek A a B
 - 3 ze 4 teplot látek A a B
- dopočítává se neznámá teplota a výkon



■ dopočet neznámého průtoku

- dáno
 - průtok látky A nebo B
 - všechny teploty látek A a B
- dopočítává se neznámý průtok látky B nebo A a výkon



Volba geometrie výměníku

■ před zahájením tepelného výpočtu je třeba provést návrh geometrického uspořádání výhřevné plochy výměníku

■ u svazkových výměníků se např. volí

- průměr trubek
- způsob jejich uspořádání ve svazku
- zapojení výměníku

■ někdy je výhodné volit i rychlosti pracovních látek dle doporučení pro jejich druh

- volba rychlostí předem zajistí přiměřenou velikost tlakových ztrát
- na druhou stranu jsou tím předurčeny podmínky pro konvekční přestup tepla

Volba geometrie výměníku

Volba rychlosti pracovních látek

■ vyšší rychlost pracovní látky znamená

- vyšší hodnotu souč. přestupu tepla a tím menší velikost výhřevné plochy
- větší tlakovou ztrátu

■ doporučené rychlosti

- voda v trubkách 0,3 – 1,0 m/s
- parovodní směs ve vodorovných trubkách 1,0 – 3 m/s
- pára v trubkách do 30 m/s
- plyny v trubkách 10 – 15 m/s
- vzduch, čisté spaliny napříč trubek 8,0 – 15 m/s
- zaprášené spaliny napříč trubek 5,0 – 10 m/s
- voda napříč trubek 0,2 – 0,8 m/s

Volba geometrie výměníku

Volba průměru trubek - promítá se též do požadované tloušťky stěny dané pevnostním dimenzováním

jmenovitá tloušťka stěny trubky s namáhané vnitřním přetlakem nesmí být menší než stanoví vzorec (platí pro $D/d \leq 1,6$)

$$s = s_0 \cdot v_1 + c \quad [\text{mm}]$$

$$s_0 = \frac{D \cdot p}{2 \cdot \sigma_D \cdot v + p} \quad [\text{mm}]$$

p [MPa] výpočtový přetlak,

D [mm] vnější průměr trubky,

σ_D [MPa] dovolené napětí při výpočtové teplotě stěny trubky,

v [-] výpočtový součinitel pevnosti respektující zeslabení stěny otvory a podélnými svary

v_1 [-] součinitel zeslabení stěny ohybem, $v_1 = 1 + \frac{D}{4R}$ R je poloměr ohybu,

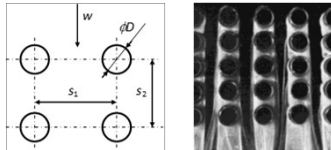
pro $R \geq 4D$ je $v_1 = 1$

c [-] celkový přírůstek k výpočtové tloušťce stěny, který se skládá z přírůdku na výrobní nepřesnosti, technologické zpracování a korozi.

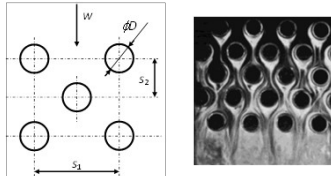
Volba geometrie výměníku

Volba uspořádání trubek ve svazku a jejich rozteče

- v zákrytu (za sebou)



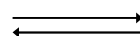
- vystřídané – lepší využití prostoru, vyšší souč. přestupu tepla



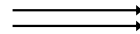
Volba geometrie výměníku

Volba zapojení výměníku

- protiproud

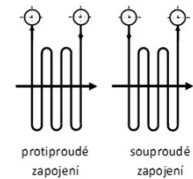
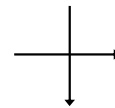


- souproud

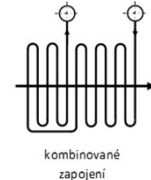


- kombinované

- křížové zapojení



protiproudé zapojení souproudé zapojení



kombinované zapojení

Volba geometrie výměníku

je třeba si uvědomit

- volbou průměru trubek a rychlosti látky v trubkách je dán počet paralelních trubek dle rovnice kontinuity

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot d^2 \cdot w \cdot \rho}$$

- počet paralelních trubek a jejich rozteč určuje větší rozměry výměníku

Výpočet teplotního spádu

Rozdíl teplot látek se podél výhřevné plochy výměníku mění. Obvykle lze aplikovat výpočet výměníku jako celku za zjednodušených podmínek:

- výměník je v časově ustáleném stavu,
- měrné tepelné kapacity a součinitel prostupu tepla k jsou přibližně konstantní v celém výměníku,
- výměník má proudění látek uspořádáno tak, že odpovídá některému typovému (souproud, protiproud, křížové)
- ve výměníku neexistují zkratové nebo obtokové proudy,

U některých typů výměníků jsou vypracovány metody, které pomocí systému korekčních součinitelů dovoří řešit i případy porušující zásadním způsobem tyto podmínky.

Výpočet teplotního spádu

zjednodušená metoda používá pojem středního teplotního spádu ve výměníku definovaného vztahem

$$\Delta t_{stř} = \frac{\int (t_A - t_B) dS}{S}$$

pokud platí předpoklad $k = \text{konst.}$, přejde rovnice do tvaru

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{stř}$$

Výpočet teplotního spádu

Průběh teplot podél výhřevné plochy

- Jednofázové výměníky tepla (části výměníků) v případě čistého souproudu nebo protiproudu

- u pracovních látek nedochází ke změně skupenství
- průběh teplot závisí na poměru tepelných kapacit proudů obou médií

$$R = \frac{W_B}{W_A} = \frac{\dot{m}_B \cdot c_B}{\dot{m}_A \cdot c_A} = \frac{\Delta t_A}{\Delta t_B}$$

- pro malou část teplosměnné plochy ΔS současně platí dvě rovnice rovnice tepelné bilance rovnice přestupu tepla

$$\dot{Q} = \dot{m}_A \cdot c_A \cdot \Delta t_A = \dot{m}_B \cdot c_B \cdot \Delta t_B \quad \dot{Q} = k \cdot \Delta S \cdot (t_A - t_B)$$

Výpočet teplotního spádu

z předchozí rovnice plyne

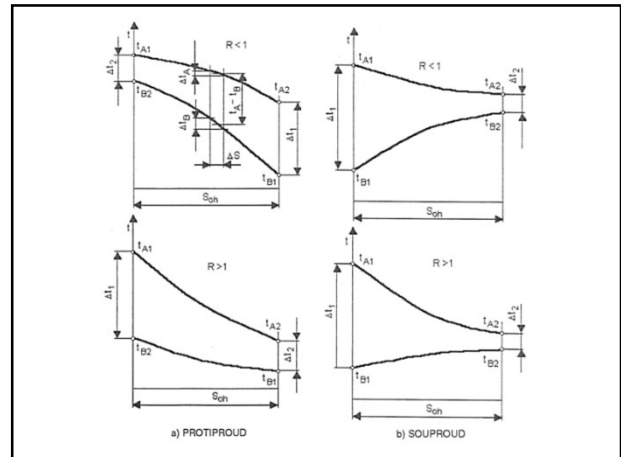
$$\Delta t_A = \frac{\dot{m}_B \cdot c_B}{\dot{m}_A \cdot c_A} \cdot \Delta t_B = \frac{W_B}{W_A} \cdot \Delta t_B = R \cdot \Delta t_B$$

a dále

$$\Delta t_A = \frac{k \cdot \Delta S}{\dot{m}_A \cdot c_A} \cdot (t_A - t_B) \quad \Delta t_B = \frac{k \cdot \Delta S}{\dot{m}_B \cdot c_B} \cdot (t_A - t_B)$$

Závěr

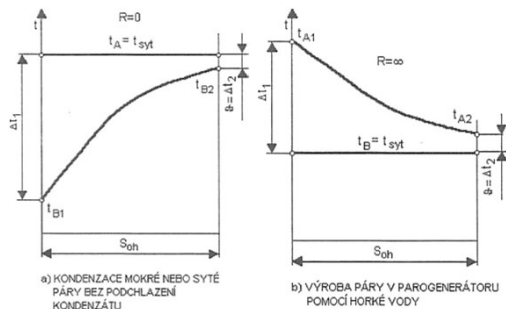
- teplotu mění rychleji látka s menší velikostí W
- při konstantní velikosti m , c a k se na stejném úseku teplosměnné plochy mění teplota rychleji při větším rozdílu teplot $t_A - t_B$



Výpočet teplotního spádu

Průběh teplot podél výhřevné plochy

- Výměník s látkou měnící skupenství



Výpočet teplotního spádu

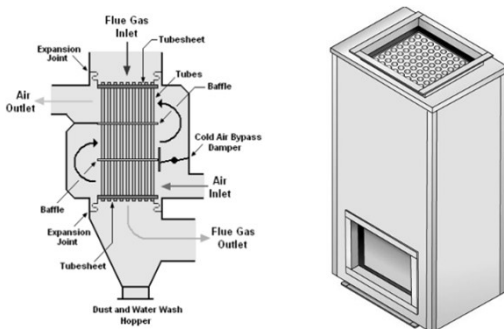
Pro případ čistého protiproudu resp. souproudu je

$$\Delta t_{in} = \frac{(t_{A1} - t_{B2}) - (t_{A2} - t_{B1})}{\ln \frac{t_{A1} - t_{B2}}{t_{A2} - t_{B1}}} \quad \text{resp.} \quad \Delta t_{in} = \frac{(t_{A1} - t_{B1}) - (t_{A2} - t_{B2})}{\ln \frac{t_{A1} - t_{B1}}{t_{A2} - t_{B2}}}$$

$$\Delta t_{in} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

kde Δt_1 je větší z koncových teplotních rozdílů
 Δt_2 menší koncový teplotní rozdíl.

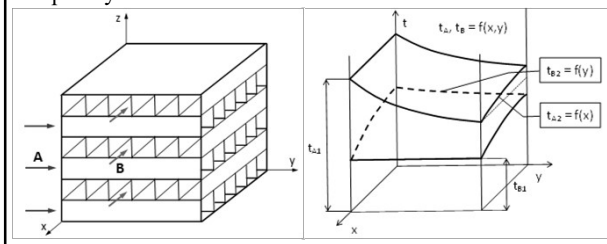
Výměník s křížovým proudem trubkový ohřívák vzduchu



Výpočet teplotního spádu

Průběh teplot podél výhřevné plochy jednofázového výměníku s křížovým prouděním

- teploty látek A i B ve výstupním průřezu výměníku nejsou konstantní \Rightarrow průběh teplot podél výhřevné plochy nelze znázornit ve 2D



Výpočet teplotního spádu

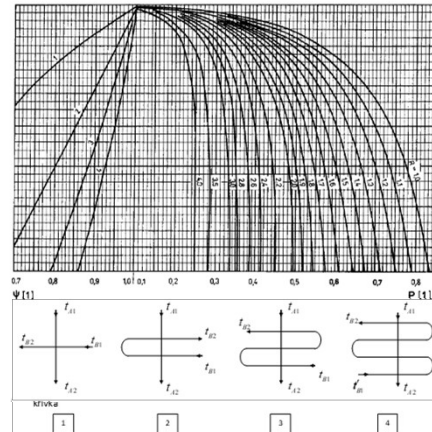
- při křížovém proudění látek je analytické určení středního teplotního rozdílu obtížné
- používá se postup korekce teplotního spádu čistě protiproudého zapojení

$$\Delta t_{stř} = \psi \cdot \Delta t_{ln}$$

- korekční součinitel ψ se určí z nomogramu s využitím koeficientů

$$P = \frac{\Delta_{menší}}{t_{A1} - t_{B1}}$$

$$R = \frac{\Delta_{větší}}{\Delta_{menší}}$$



Výměník s křížovým proudem trubkový ohřívák vzduchu



Výpočet teplotního spádu

Pokud nelze aplikovat zjednodušený postup výpočtu:

Metody zónového výpočtu

- metody jsou založeny na rozdělení výměníku na zóny - elementy, v nichž jsou samostatně počítány tepelné bilance a sdílení tepla
- rozdělení výměníku na elementy se provede tak
 - aby v rámci daného elementu bylo jednoznačně uspořádané proudění látek
 - aby bylo možno považovat fyzikální vlastnosti pracovních látek a součinitel prostupu tepla za konstanty

VÝPOČET SDÍLENÍ TEPLA PŘI NÁVRHU SVAZKOVÝCH VÝMĚNÍKŮ

Mechanismy sdílení tepla

- přestup tepla vedením (kondukcí)
 - uplatňuje se
 - v tuhých tělesech
 - v nehybných kapalinách a plynech
 - platí Fourierův zákon

$$q_v = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \Delta t \quad [\text{W/m}^2]$$

λ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] je součinitel tepelné vodivosti materiálu
 δ [m] je tloušťka materiálu plochy
 Δt [$^{\circ}\text{C}$] je rozdíl teplot povrchů plochy

Mechanismy sdílení tepla

- přestup tepla konvekcí (prouděním)
 - uplatňuje se v proudících kapalinách a plynech
 - platí Newtonův zákon

$$q_k = \alpha_k \cdot \Delta t \quad [\text{W/m}^2]$$

α [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$] je součinitel přestupu tepla
 Δt [$^{\circ}\text{C}$] je rozdíl teplot proudící tekutiny a omývaného povrchu

Mechanismy sdílení tepla

- přestup tepla sáláním (zářením, radiací)
 - uplatňuje se při vzájemném sálení
 - dvou těles
 - plynu (spalin) a výhřevné plochy výměníku
 - platí Stefan-Boltzmannův zákon, který určuje výsledný efektivní tepelný tok mezi sálajícími tělesy

$$E = a \cdot \sigma \cdot (T_m^4 - T_{st}^4) \quad [\text{W/m}^2]$$

a [-] je výsledný stupeň černosti (součinitel emisivity) sálajícího prostředí a osálaného povrchu
 $\sigma = 5,6687 \cdot 10^{-8}$ [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$] je Stefan-Boltzmannova konstanta
 T_m [K] je teplota sálajícího povrchu nebo plynu
 T_{st} [K] je teplota osálaného povrchu

Kombinace mechanismů sdílení tepla

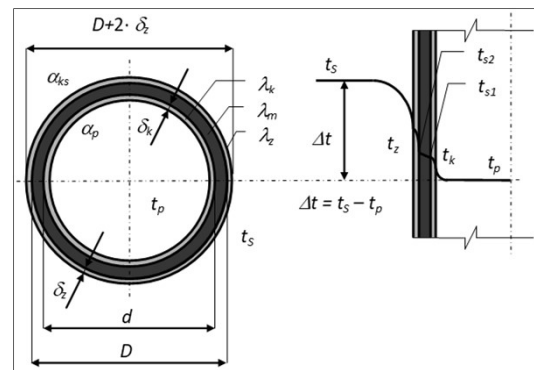
- v praxi se může sdílení tepla sáláním kombinovat se sdílením tepla konvekcí – např. sdílení tepla proudícími spalinami s vysokou teplotou
- odlišný princip výpočtu obou případů komplikuje řešení
- praxi se velmi často uplatňuje analogie ve výpočtu sdílení tepla sáláním s konvekcí zavedením **součinitele přestupu tepla sáláním**

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot a \cdot T_m^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{st}}{T_m}\right)^4}{1 - \frac{T_{st}}{T_m}} \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$$

- výsledný součinitel přestupu tepla respektující jak konvekcii tak i sálení se určuje jejich součtem

$$\alpha_{ks} = \alpha_k + \alpha_{sál}$$

Výpočet sdílení tepla trubkou



Součinitel prostupu tepla

- kombinovaný prostup tepla válcovou stěnou

$$k = \frac{1/D}{\frac{1}{(D+2\cdot\delta_z)\cdot\alpha_{ks}} + \frac{1}{2\cdot\lambda_z}\ln\frac{D+2\cdot\delta_z}{D} + \frac{1}{2\cdot\lambda_m}\ln\frac{D}{d} + \frac{1}{2\cdot\lambda_k}\ln\frac{d}{d-2\cdot\delta_k} + \frac{1}{(d-2\cdot\delta_k)\cdot\alpha_p}} \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$$

- pro tenkostěnnou trubku lze výpočet provést podle vztahu pro rovinnou plochu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ks}} + \frac{\delta_z}{\lambda_z} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{1}{\alpha_p}} \quad [\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}]$$

- v tomto vztahu lze členy s malým odporem zanedbat a tím docílit dalšího zjednodušení

Součinitel tepelné vodivosti λ

- patří mezi základní fyzikální parametry látek
- stanovuje se experimentálně
- závisí na teplotě a u stlačitelných látek i na tlaku
- u oceli silně závisí na jejím složení – podílu legur

| Thermal Conductivity of Steel at 20° C (W/mK) | |
|---|---------|
| Carbon steel | 35 - 55 |
| Nickel steel | 12 - 50 |
| Chrome steel | 30 - 60 |
| Cr - Ni steel | 16 |
| Ni - Cr steel | 14 |
| Silicon steel | 31 |
| Manganese steel | 38 |
| Tungsten steel | 62 |

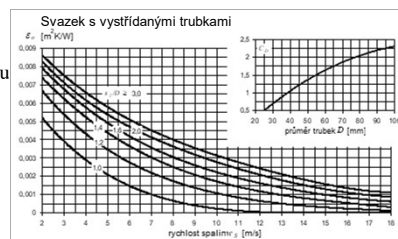
Respektování zanesení výhřevné plochy

- výhřevná plocha výměníku za provozu nezůstane nikdy zcela čistá
- nánosy jsou tvořeny
 - korozními produkty
 - vrstvou prachu, sazí nebo jiných mechanických částic
 - usazenými nečistotami vyloučenými ze spalin nebo vody
- nánosy mohou být sice tenké, avšak mívají velmi nízký součinitel tepelné vodivosti => fungují jako izolace
- v praxi je velmi těžké definovat
 - tloušťku nánosu – vrstva může být nepravidelná
 - složení a tepelnou vodivost nánosu
 => **ve fázi návrhu výměníku neřešitelný problém**
- v konkrétních úlohách se proto zanesení výhřevné plochy respektuje zavedením empirických korekčních součinitelů

Respektování zanesení výhřevné plochy

- součinitel zanesení na straně spalin \approx tepelný odpor nánosu
- závisí na rychlosti proudění a uspořádání svazku trubek (s_2 = podélná rozteč)

$$\varepsilon = C_D \cdot C_f \cdot \varepsilon_0 + \Delta\varepsilon$$



- součinitel využití
např. pro spalinový ohřívák vzduchu

| Druh paliva | Typ ohříváku | | | |
|----------------|---|---|-------------------|--------------------|
| | trubkové bez mezitrubkovic 1. stupeň | trubkové bez mezitrubkovic 2. stupeň | deskové (kapsové) | litinové žebrované |
| Aš, rašelina | 0,80 | 0,75 | 0,85 | 0,75 |
| Mazut, dřevo | 0,80 | 0,85 | 0,70 | 0,70 |
| Ostatní paliva | 0,85 | 0,85 | 0,85 | 0,85 |

Součinitel přestupu tepla konvekcí α

- určuje se z **kriteriálních rovnic** = ze zobecněných vztahů vytvořených zpracováním experimentálně určených dat **podle teorie podobnosti**
- obecný tvar kriteriální rovnice s využitím nejčastěji používaných bezrozměrných podobnostních čísel

$$f(\text{Nu}, \text{Re}, \text{Gr}, \text{Pr}, \text{Kg}) = 0$$

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^a \cdot \text{Gr}^b \cdot \text{Pr}^c \cdot \text{Kg}^d$$

- Nusseltovo kritérium

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$$

- vyjadřuje podobnost sdílení tepla konvekcí a vedením v mezní vrstvě tekutiny

Součinitel přestupu tepla konvekcí α

- Reynoldsovo kritérium

$$\text{Re} = \frac{w \cdot l}{\nu}$$

- vyjadřuje podobnost místních setravných sil a třecích sil v nuceně proudící tekutině
- pro přirozenou konvekci $a = 0$

- Grashofovo kritérium

$$\text{Gr} = \frac{\beta \cdot g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \Delta t$$

- vyjadřuje podobnost vztakových a třecích sil při volném proudění, které vznikne pouze v důsledku rozdílu hustot
- pro nucenou konvekci $b = 0$

Součinitel přestupu tepla konvekcí α

- Prandtlovo kritérium

$$\text{Pr} = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda}$$

vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při sdílení tepla

- Kg je člen vyjadřující vliv geometrie teplosměnné plochy

- volba kriteriální rovnice pro výpočet se řídí podobností
 - procesu – ohřev, chlazení, fázová změna, způsob proudění, ...
 - geometrickou
 - fyzikálních vlastností
 - rozsahu platnosti konkrétní rovnice

Podklady pro výpočty svazkových výměníků

- VDI heat atlas

- komplexní podklady pro návrh širokého spektra výměníků ve formě kriteriálních rovnic
- obsahuje látkové vlastnosti nejpoužívanějších médií v obvyklém užívaném rozsahu parametrů

- Teplovoj rasčet kotelných agregatov Normativnyj metod. Enerгия, Moskva 1973 a z něho vycházející podklady:

- ON 07 0417 Tepelný výpočet parných kotlov – návrh. Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření. Praha 1984
- Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, skriptum ČVUT, 2007
- obsahuje podklady pro návrh spalinových svazkových výměníků ve formě kriteriálních rovnic a nomogramů

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Příklad: postup dle VDI - uspořádaných za sebou

- průměrné Nusseltovo číslo pro jednu řadu trubek

$$Nu_{0, \text{row}} = 0.3 + \sqrt{Nu_{l, \text{lam}}^2 + Nu_{l, \text{turb}}^2}$$

kde

$$Nu_{l, \text{lam}} = 0.664 \sqrt{Re_{\psi, l}} \sqrt[4]{Pr}$$

$$Nu_{l, \text{turb}} = \frac{0.037 Re_{\psi, l}^{0.8} Pr}{1 + 2.443 Re_{\psi, l}^{-0.1} (Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu_{0, \text{row}} = \frac{\alpha l}{\lambda}$$

$$Re_{\psi, l} = \frac{w}{\psi v} \quad 10 < Re_{\psi, l} < 10^6$$

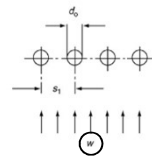
$$Pr = \frac{v}{a} \quad 0.6 < Pr < 10^3$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4a}$$

$$l = (\pi/2)d_o$$

$$Nu_{0, \text{bundle}} = f_{\Lambda} Nu_{l, 0}$$

$$f_{\Lambda, \text{in-line}} = 1 + \frac{0.7(b/a - 0.3)}{\psi^{1.5}(b/a + 0.7)^2}$$



Součinitel přestupu tepla konvekcí

Příklad: obtékání svazku trubek spaliny nebo vzduchem dle skript ČVUT

- příčné obtékání svazku trubek

- uspořádaných za sebou

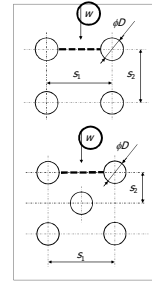
$$\alpha_k = 0.2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{wD}{v}\right)^{0.65} \cdot Pr^{0.33}$$

- uspořádaných vystřídane

$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{wD}{v}\right)^{0.6} \cdot Pr^{0.33}$$

- pro podélné obtékání

$$\alpha_k = 0.023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w \cdot d_e}{v}\right)^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \cdot C_i \cdot C_m$$



Součinitel přestupu tepla konvekcí

- některé kritériální rovnice byly převedeny do nomogramů

- Př.: vystřídání svazek trubek obtékány spaliny

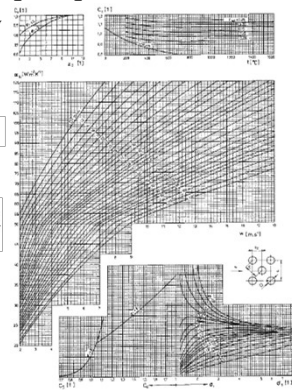
$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot C_f \cdot \alpha_N \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

- korekce na obsah H₂O

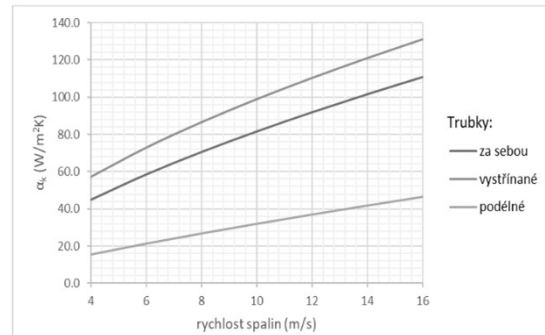
$$\gamma_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^s + (\gamma_v - 1) \cdot (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{H_2O}^{\text{min}}}{O_{H_2O}^{\text{min}} + (\alpha_{ok} - 1) \cdot O_{H_2O}^{\text{min}}}$$

- korekce na rozteče

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} \quad \sigma_2 = \frac{s_2}{D}$$



Vliv uspořádání svazku na přestup tepla



Stanovení látkových vlastností pracovních médií

- je pro správné určení součinitele přestupu tepla zásadní

- vlastnosti jednotlivých látek

- lze dohledat v literatuře – uvedeny formou

- tabulek a grafů
- aproximačních polynomů

- lze určit pomocí speciálních softwarů – Coolprop, Refprop, Aspen

- problém může nastat u směsi

- kapalin – např. vodní roztok ethylenglykolu (Fridex)

- plynů – spaliny, různé procesní plyny (syngas)

- vztahy pro určení látkových vlastností směsi dle hmotnostních či objemových podílů komponent nemusí dávat správný výsledek

| Syngas | CoolProp, Refprop | | | Aspen | | |
|--------|-------------------------------------|------------------------|--------|-------------------------------------|------------------------|--------|
| | v _{SG} (m ² /s) | η _{SG} (Pa.s) | Pr | v _{SG} (m ² /s) | η _{SG} (Pa.s) | Pr |
| 200 | 5.105E-05 | 2.350E-05 | 0.3189 | 4.252E-05 | 1.983E-05 | 0.4401 |

Součinitel prostupu tepla k

- v konkrétních případech lze obecný vztah pro výpočet k zjednodušit

- zanedbáním členů s malým tepelným odporem
- zjednodušením respektováním odporu vrstvy nánosů

$$k = \frac{\alpha_{kz}}{1 + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \alpha_{kz}}$$

Rozbor vlivu velikosti součinitele přestupu tepla v trubce α_p (W/m²K) na součinitel prostupu tepla k (W/m²K) pro $\varepsilon = 0,005$ m²K/W

| rychlost spalin (m/s) | Součinitel přestupu tepla v trubce α_p (W/m ² K) | | | | | | | | |
|-----------------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|
| | ∞ | 3500 | 2500 | 1500 | 500 | | | | |
| 4 | 54.3 | 53.5 | 98.5% | 53.1 | 97.9% | 52.4 | 96.5% | 49.0 | 90.2% |
| 6 | 68.7 | 67.4 | 98.1% | 66.9 | 97.3% | 65.7 | 95.6% | 60.4 | 87.9% |
| 8 | 81.1 | 79.3 | 97.7% | 78.6 | 96.9% | 77.0 | 94.9% | 69.8 | 86.0% |
| 10 | 92.2 | 89.9 | 97.4% | 89.0 | 96.4% | 86.9 | 94.2% | 77.9 | 84.4% |
| 12 | 102.4 | 99.4 | 97.2% | 98.3 | 96.1% | 95.8 | 93.6% | 85.0 | 83.0% |
| 14 | 111.7 | 108.3 | 96.9% | 106.9 | 95.7% | 104.0 | 93.1% | 91.3 | 81.7% |
| 16 | 120.5 | 116.5 | 96.7% | 114.9 | 95.4% | 111.5 | 92.6% | 97.1 | 80.6% |

Součinitel prostupu tepla k

- pro trubkové ohříváky vody a výparníkové plochy
 - při rychlosti vody v trubce $> 0,5$ m/s je součinitel přestupu tepla > 3500 W/m²K, při varu > 10000 W/m²K => odpor přestupem tepla do vody lze zanedbat
 - při užití upravené vody se tvorba nánosů a koroze na vnitřním povrchu trubky silně redukuje – zanedbáván odpor vedením materiálem trubky a vnitřním nánosem
 - nános na spalinové straně respektován součinitelem zanesení ε

$$k = \frac{\alpha_{ks}}{1 + \varepsilon \cdot \alpha_{ks}}$$

Součinitel prostupu tepla k

- pro trubkové ohříváky vzduchu
 - součinitel přestupu tepla na vnitřní a vnější straně trubky
 - spaliny v trubkách – rychlost 10 až 15 m/s – $\alpha_{ks} = 35$ až 50 W/m²K
 - vzduch napříč svazkem – rychlost 5 až 10 m/s – $\alpha_{vzd} = 60$ až 100 W/m²K
 - zanedbán odpor vedením trubkou
 - zanesení plochy respektováno součinitelem využití ζ

$$k = \zeta \cdot \frac{\alpha_{ks} \cdot \alpha_{vzd}}{\alpha_{ks} + \alpha_{vzd}}$$

Porovnání zohlednění zanesení plochy součinitelem využití ζ a zanesení ε (m²K/W) pro stejnou hodnotu k (W/m²K)

| ζ (-) | k (W/m ² K) | ε (m ² K/W) | k (W/m ² K) | ε (m ² K/W) | k (W/m ² K) | ε (m ² K/W) |
|-------------|--------------------------|------------------------------------|--------------------------|------------------------------------|--------------------------|------------------------------------|
| 1 | 30 | 0 | 40 | 0 | 50 | 0 |
| 0.95 | 28.5 | 0.0018 | 38 | 0.0013 | 47.5 | 0.0011 |
| 0.9 | 27.0 | 0.0037 | 36 | 0.0028 | 45.0 | 0.0022 |
| 0.85 | 25.5 | 0.0059 | 34 | 0.0044 | 42.5 | 0.0035 |
| 0.8 | 24.0 | 0.0083 | 32 | 0.0063 | 40.0 | 0.0050 |
| 0.75 | 22.5 | 0.0111 | 30 | 0.0083 | 37.5 | 0.0067 |

Určení potřebné velikosti výhřevné plochy

- potřebná celková výhřevná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \quad [m^2]$$

- celková výhřevná plocha je tvořena jednotlivými trubkami
 - délka 1 trubky svazkového výměníku

$$L = \frac{S}{n_r \cdot \pi \cdot D} \quad [m]$$

Teplota stěny

- při zanedbání odporu vedením stěnou trubky a nánosů nečistot

$$t_{st} = \frac{\alpha_S \cdot t_S + \alpha_V \cdot t_V}{\alpha_S + \alpha_V} \quad [^\circ C]$$

| | teplota (°C) | α (W/m ² K) | teplota stěny (°C) | Δt (°C) |
|--------------------|--------------|-------------------------------|--------------------|-----------------|
| spaliny vně trubek | 1000 | 100 | | |
| voda v trubkách | 100 | 4000 | 122 | 22 |
| vroucí voda | 100 | 12000 | 107 | 7 |
| pára v trubkách | 500 | 2500 | 519 | 19 |
| vzduch | 20 | 100 | 510 | 490 |

Hydraulický a aerodynamický výpočet

- Cílem hydraulického a aerodynamického výpočtu je určení tlakových ztrát
- Velikost tlakových ztrát je rozhodujícím způsobem ovlivněna rychlostí proudění
- Při výpočtu celkových ztrát je třeba mít na paměti
 - tlakové ztráty sériově řazených prvků se sčítají
 - tlakové ztráty paralelně zapojených částí (např. trubek ve svazku) jsou stejné

$$\Delta p_{serie} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \dots + \Delta p_i$$

$$\Delta p_{par} = \Delta p_1 = \Delta p_2 = \dots = \Delta p_i$$

Hydraulický a aerodynamický výpočet

- Tlakové ztráty vznikající při proudění je možné dělit do čtyř skupin:
 - ztráty vzniklé třením média o stěny
 - ztráty tzv. místní (v ohybech, odbočkách apod.)
 - ztráty v důsledku urychlení resp. zpomalení proudu
 - ztráty zdvihovou prací (rozdílem potenciálních energií vstupu a výstupu)
- Celkovou tlakovou ztrátu výměníku je pak možné vyjádřit jako součet jednotlivých složek

$$\Delta p = \Delta p_z + \Delta p_\zeta + \Delta p_a + \Delta h \cdot \rho \cdot g \quad [Pa]$$

Tlaková ztráta třením při podélném obtékání výhřevné plochy

$$\Delta p_{\lambda} = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa]$$

- pro laminární proudění

$$Re < 2300 \rightarrow \lambda_{lam} = \frac{64}{Re}$$

- pro přechodovou oblast

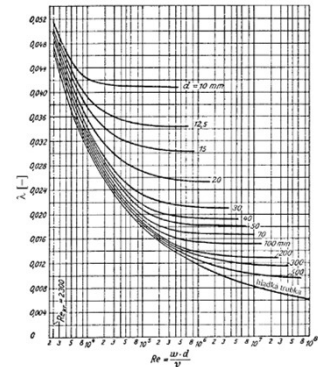
$$2300 < Re < Re_m \rightarrow \lambda \approx \frac{1,42}{\log\left(Re \cdot \frac{d_e}{\delta}\right)^2} = \frac{1,42}{\log\left(Re \cdot \frac{d_e}{k}\right)^2}$$

- pro turbulentní proudění

$$Re > Re_m \rightarrow \lambda = \frac{1}{\left(1,14 + 2 \cdot \log \frac{d_e}{k}\right)^2}$$

Tlaková ztráta třením při podélném obtékání výhřevné plochy

- pro proudění v ocelové trubce



Tlaková ztráta místními odpory

$$\Delta p_{\zeta} = \zeta \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa]$$

ζ [-] je součinitel místní tlakové ztráty

- závisí pouze na typu odporu
- jeho velikost je třeba pro daný odpor hledat v podkladech např. VDI HA kap. L1.3

Tlaková ztráta urychlením proudu

- vychází odvozením z Bernoulliho rovnice

$$p_2 - p_1 = \Delta p_d = \rho \cdot w \cdot (w_2 - w_1)$$

Tlaková ztráta specifických případů

- je nutno řešit individuálními postupy s využitím doporučených podkladů

Př: Příčné omývání svazků trubek – viz VDI HA kap. L1.4

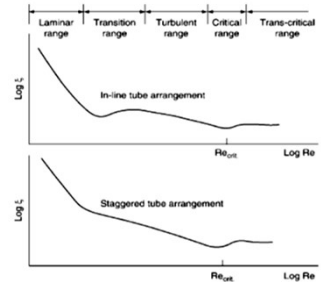
- cílem je určit součinitel odporu 1 řady trubek ξ

- ξ závisí na

- uspořádání a geometrii svazku
- typu proudění ($\approx Re$)

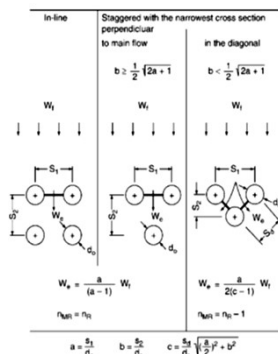
$$\Delta p = \xi n_R \frac{\rho w_e^2}{2}$$

$$\xi = \xi_{lam} + \xi_{turb} F_f$$



Tlaková ztráta specifických případů

- rychlost brána jako maximální v nejužším průřezu svazku
- vztahy platí pro ideální svazek
 - počet řad trubek je $n_R \geq 10$,
 - počet trubek v řadě je ≥ 10 ,
 - délka trubky k průměru je ≥ 10 ,
 - rychlost média vstupu do svazku trubek je rovnoměrná a kolmá k volnému průřezu a povrchu trubky
 - látkové vlastnosti média jsou nezávislé na teplotě,
- odchylky se zohledňují pomocí korekčních faktorů



Dokončení návrhu výměníku

- Pokud navržená velikost výměníku a vypočtené tlakové ztráty vyhovují, lze přikročit k detailnímu konstrukčnímu řešení
- Pokud některý z výsledných parametrů výměníku nevyhovuje, je třeba upravit volené návrhové parametry a celý postup zopakovat
- Každá úloha má ∞ řešení => je vhodné provést optimalizaci návrhu

Technicko-ekonomická optimalizace výměníku

Cíl konstruktéra

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta t_{in} \rightarrow \max$$

možnosti:

$$k \uparrow \rightarrow w \uparrow \rightarrow \Delta p_z \uparrow \rightarrow n_{pT} \uparrow$$

$$S \uparrow \rightarrow n_i \uparrow$$

n_{pT} ... roční provozní náklady n_i ... investiční náklady

negativní důsledek:

$$k \uparrow \wedge S \uparrow \rightarrow \Delta t \downarrow$$

Úloha je složitá a vyžaduje individuální přístup