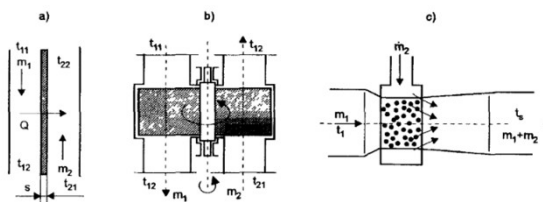


VÝMĚNÍKY TEPLA V ENERGETICE

Funkce, rozdělení, typy

- slouží k průběžnému nebo přerušovanému předávání tepelné energie pomocí proudících teplotnosných médií
- Podle pracovního pochodu existují tři základní typy
 - rekuperační - obě tekutá média, ohřívající i ohřívané, jsou zde oddělena nepropustnou stěnou o určité tloušťce o výhřevných plochách S_1 a S_2 na stranách obou médií
 - regenerační - ohřívané médium vtéká opakovaně s určitým časovým zpožděním za médiem ohřívajícím do přesně vymezeného prostoru, vyplněného pevným teplo zprostředkujícím elementem (tvořeným akumulací hmotou) a přijímá z něho teplo, dříve přivedené ohřívajícím médiem,
 - směšovací - ohřívané a ochlazované médium se v tomto výměníku směšují tak, že vytvoří směs - teplosměnná plocha je dána např. povrchem kapek vstříkované vody.



- a-rekuperační výměník,
b-regenerační výměník,
c-směšovací výměník,
m -hmotnostní průtok, t -teploty pracovních látek

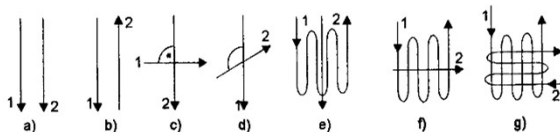
Typy výměníků

Podle účelu a použití rozeznáváme:

- ohříváky - vyznačují se tím, že ohřívané médium v nich zvyšuje svou teplotu, ale nedochází ke změně fáze,
- chladiče - ochlazované médium snižuje v nich svou teplotu bez změny fáze,
- výparníky a odparky - ohřívané kapalně médium se mění v páru,
- kondenzátory - teplejší médium v parní fázi se sráží v kapalnou fázi - kondenzát,
- přehříváky a mezipřehříváky (přihříváky) - slouží ke zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry,
- sušárny - přísunem tepla se dosahuje snížení vlhkosti látky v pevné fázi,
- termické odplyňovačky vody - parním ohřevem vody k bodu varu dochází k vylučování pohlčených plynů,
- topná tělesa ústředního vytápění - otopné médium ohřívá okolní vzduch.

Dělení podle proudění ve výměnících

- souproudé - směry os proudů ohřívajícího a ohřívajícího média jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný smysl,
- protiproudé - směry proudů jsou rovnoběžné a mají opačný smysl,
- křížové - osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90°,
- se šikmým vzájemným proudem - osy proudů svírají v kolmém průmětu spolu úhel větší nebo menší než 90°,
- s kombinovaným prouděním
a-souproud, b-protiproud, c-křížový proud. d-šikmý proud, e až g-kombinované proudění



Dělení podle konstrukčního řešení

- Podle konstrukčního řešení výhřevné plochy se vyvinuly nejrůznější typy výměníků, z nichž nejčastější jsou:
 - bubnové (kotlové),
 - deskové,
 - trubkové,
 - svazkové,
 - šroubové,
 - hadové,
 - žebrové,
 - vlásenkové

Dělení podle kombinace teplotních médií

- Podle kombinace teplotních médií se vyskytují v energetice nejčastěji tyto výměníky:
 - voda-voda,
 - voda-vzduch,
 - pára-voda,
 - pára-vzduch,
 - pára-olej,
 - spaliny-voda,
 - spaliny-pára,
 - spaliny-vzduch atd.

Požadavky na výměník

- co nejmenší rozměry, hmotnost a cena výměníku,
- co nejmenší tlakové ztráty (čerpací práce),
- co nejvyšší spolehlivost v provozu.

Používaná teplotní média

- kapaliny – voda, nízkovroucí kapaliny (chladiča), termoolej
- sytá pára – vodní, nízkovroucích kapalin (chladiča)
 - ve výměníku kondenzuje – odvádí se kondenzát
- plyny - spaliny, vzduch, přehřátá pára
 - nevýhoda v nízké měrné tepelné kapacitě i tepelné vodivosti a ve špatném součiniteli přestupu tepla
- tekuté kovy – Na+K – pro vysoké teploty do 900 °C
 - + vysoká tepelná kapacita, dobrá tepelná vodivost i přestupní součinitel
 - při zchlazení v zařízení ztuhnou a musí se proto při odstavení včas z okruhu vypouštět

Konstrukce výměníků tepla

Výměníky rekuperační

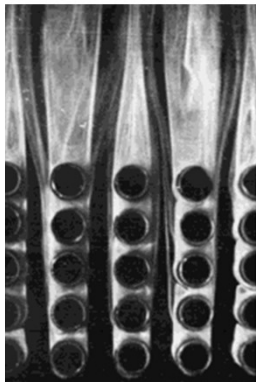
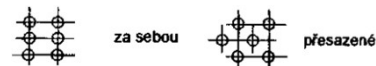
- Pracovní látky jsou odděleny pevnou stěnou, která tvoří výhřevnou plochu výměníku.
- Podle tvaru a provedení této plochy jsou v energetice nejčastější výměníky
 - trubkové,
 - deskové
 - výměníky s žebrovanými povrchy.
- Používají se zde jako
 - vysokotlaké a nízkotlaké ohříváky napájecí vody v systémech regenerace,
 - kondenzátory parních turbín,
 - chladiče kondenzátu,
 - chladiče oleje,
 - spalínové výměníky a výhřevné plochy kotlů
 - ohříváky vzduchu a jiné.

Výměníky rekuperační trubkové

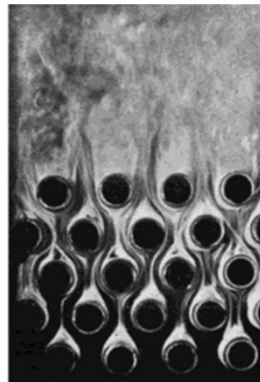
- Z hlediska skupenství rozeznáváme výměníky:
 - bez změny skupenství teplotních látek,
 - se změnou skupenství jedné teplotní látky,
 - se změnou skupenství obou teplotních látek.
- Z hlediska proudění rozeznáváme:
 - omývání příčné, tj. kolmo na výhřevnou plochu trubek
 - omývání podélné, tj. rovnoběžně s osou trubek



- Z hlediska uspořádání trubek rozeznáváme:
 - trubky za sebou (v zákrytu)
 - trubky přesazené (vystřídání)

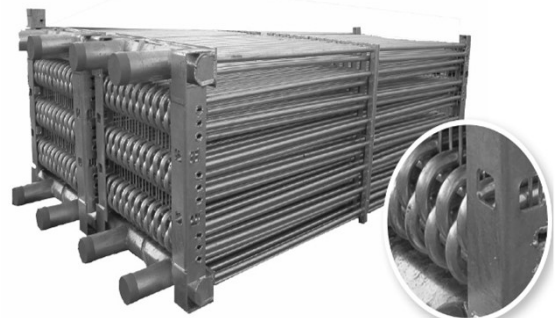


a) Trubky v zákrytu

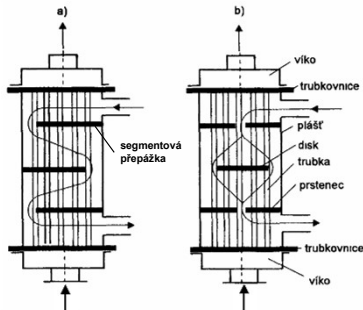


b) Trubky přesazené

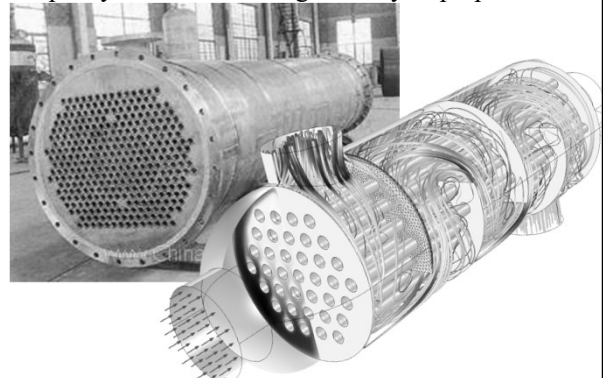
Svazkový výměník s vystřídáními trubkami



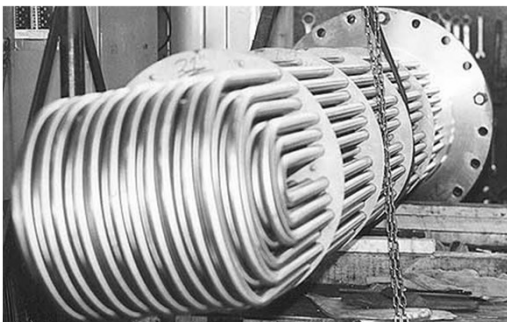
Plášťový trubkový výměník tepla s přímými trubkami a přepážkami
a - segmentovými, b - koncentrickými



Plášťový trubkový výměník tepla s přímými trubkami a segmentovými přepážkami

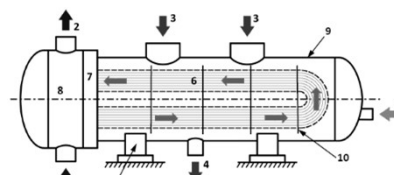


Vlásokový výměník s U trubkami



Vlásokové výměníky s U-trubkami

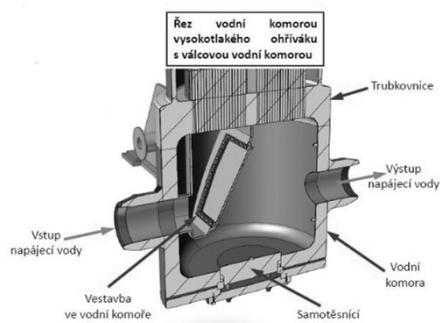
■ horizontální regenerační ohřívák



- 1 – vstupní hrdla hlavního kondenzátu / napájecí vody
- 2 – výstupní hrdla hlavního kondenzátu / napájecí vody
- 3 – vstupní hrdla páry
- 4 – odvod kondenzátu
- 5 – přívod kaskádovaného kondenzátu
- 6 – teplosměnné trubky
- 7 – trubkovnice
- 8 – vodní komora
- 9 – plášť parního prostoru
- 10 – podpěrné stěny
- 11 – uložení ohříváku (horizontální = sedlové podpory, vertikální = patky)

Vlásokové výměníky s U-trubkami

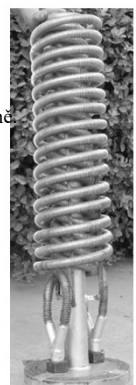
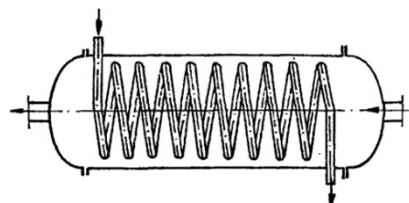
■ vertikální regenerační ohřívák



Výměníky se šroubovitě vnutými trubkami

Výhodami těchto výměníků jsou

- jednoduchá výroba
- využití čistého protiproudou při zachování příčného obtékání trubek média na vnější straně



Výměníky se žebrovanými povrchy

- Smyslem žebrování je zvětšení teplosměnného povrchu trubek.

Žebrování může být uskutečněno

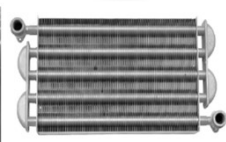
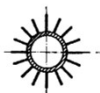
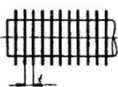
- na vnějším
- na vnitřním povrchu

Žebra mohou být

- příčná,
- podélná
- šroubovitě vinutá.

Na trubku mohou být

- navinuta ve formě páska,
- vyválcována z materiálu trubky,
- odlita
- nalisována

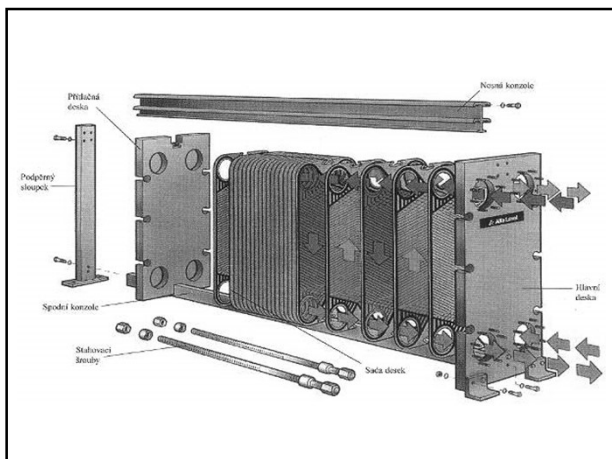
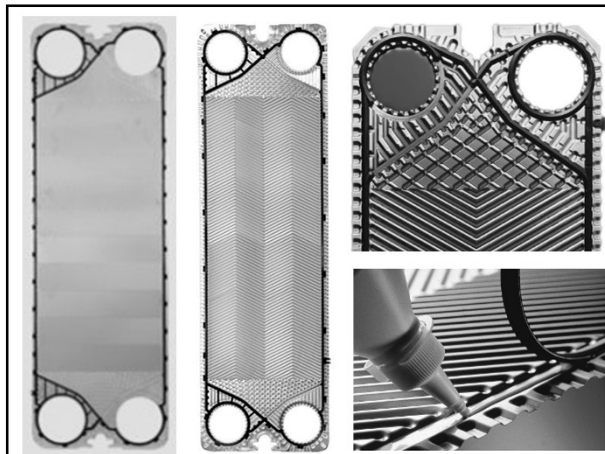
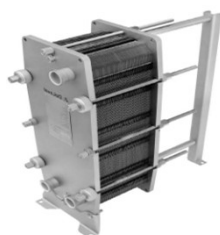
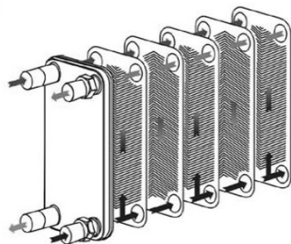


Pravidla pro použití žebrovaných trubek

- Žebra lze s výhodou použít u výměníků, které mají výrazně rozdílný součinitel přestupu tepla u pracovních médií.
- Žebra se používají na straně menšího součinitele přestupu tepla.
- Je-li součinitel přestupu tepla přibližně stejný na obou stranách, nemá žebrování smysl.
- Žebrováním dochází:
 - ke zvětšení teplosměnného povrchu,
 - ke zvětšení tepelného toku trubkou,
 - ke snížení tlakové ztráty média na straně žeborů v důsledku menšího počtu řad trubek.

Rekupační výměníky deskové

- teplosměnná plocha je vytvořena z tenkých kovových desek, které jsou na sobě pevně přitisknuty.
- desky mají prolisy, které po sesazení desek k sobě tvoří kanálky
- ochlazené resp. ohříváné médium proudí v kanálkách z přední resp. zadní strany desky v protiproudu



Výhodou deskových výměníků oproti trubkovým je:

- kompaktnost řešení,
- čistý protiproud
- velká turbulence proudů pracovních látek
- malá tloušťkou stěny
- malé rozměry a hmota,
- u výměníků lze velmi jednoduše zvětšovat výkon přiřazováním dalších unifikovaných desek

Nevýhodu deskových výměníků jsou

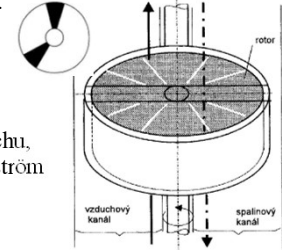
- omezení pracovní teploty do 270 °C (dáno použitým těsněním mezi deskami)
- problémy s dosažením těsnosti při větších tlacích
- větší tlaková ztráta

Výměníky regenerační

- Přenos tepla se uskutečňuje prostřednictvím pohyblivé nebo nepohyblivé výplně, která funguje jako akumulátor tepla :

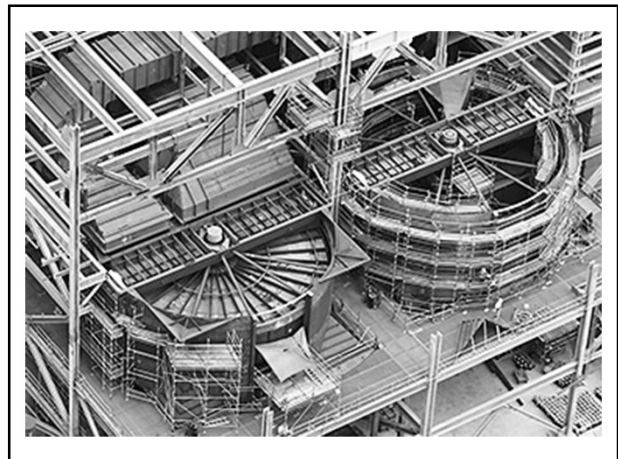
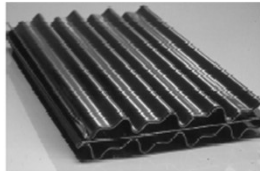
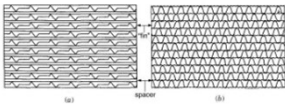
1. fáze - teplejší látka předává teplo výplni, která se nahřívá,
2. fáze - v následném čase je toto naakumulované teplo předáváno látce ohřívané.

- Nejrozšířenější aplikací tohoto typu výměníku v energetice je rotační spalínový ohřívák vzduchu, označovaný jako Ljungström



Konstrukce ohříváku vzduchu typu Ljungström

- Akumulační hmota je vytvořena z velkého počtu tenkých profilovaných plechů uložených ve 2 až 3 vrstvách v rotoru
- Síla plechu bývá 0,6 - 1,2 mm
- Rotor ohříváku je tuhé svařované konstrukce kruhového tvaru a je rozdělen do několika sektorů, do kterých jsou vloženy akumulární plochy
- Utěsnění rotoru je provedeno pevnými kovovými ucpávkami upevněnými radiálně a axiálně na konstrukci mezi jednotlivými sektory.



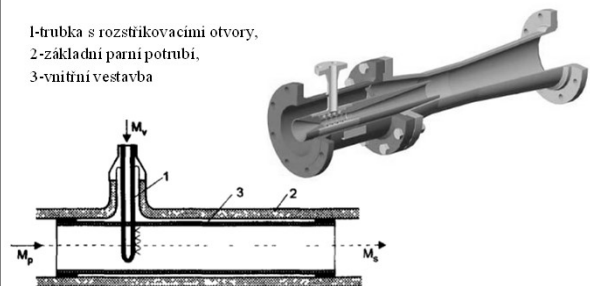
Výměníky směšovací

- Sdílení tepla zde probíhá přímým stykem obou pracovních látek.
- Teplosměnná plocha ve srovnání s ostatními typy výměníků zde neexistuje.
- V energetice se těchto výměníků používá nejčastěji pro:
 - vstřík vody do páry,
 - ohřev napájecí vody.

Vstříkový chladič páry

- k regulaci teploty přehřáté páry u kotle se nejčastěji používá vstřík napájecí vody do páry.
- regulace je jednostranná (pouze snižuje teplotu přehřáté páry z kotle)
- množství vstříkované vody je automaticky regulováno

- 1-trubka s rozstřikovacími otvory,
- 2-základní parní potrubí,
- 3-vnitřní vestavba



Konstrukční návrh výměníku tepla

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 typu 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**
- úprava
návrhových
parametrů
- detailní konstrukční návrh, pevnostní výpočet, výpočet hmotnosti a ceny

Tepelná bilance výměníku

- Uvažme 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

Tepelná bilance výměníku

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

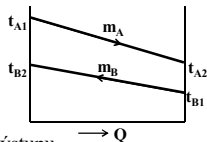
$$\dot{m}_A \cdot c_A \cdot (t_{A1} - t_{A2}) = \dot{m}_B \cdot c_B \cdot (t_{B2} - t_{B1})$$

Tepelná bilance výměníku

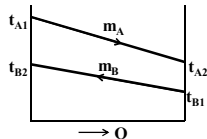
Typy úloh:

■ 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

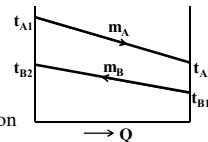


Tepelná bilance výměníku

Typy úloh:

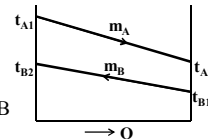
■ dopočet neznámé teploty

- 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 trubkových výměníků se např. volí
 - průměr trubek
 - způsob jejich uspořádání ve svazku
 - rychlosti pracovních látek dle doporučení pro jejich druh a daný typ výměníku
 - zapojení výměníku

Volba geometrie výměníku

■ Volba průměru trubek se promítá

- do požadované tloušťky stěny dané pevnostním dimenzováním jmenovité tloušťky stěny trubky z namáhané vnitřním přetlakem nesmí být menší než stanovi vzorec (platí pro $D/d \leq 1,6$)

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

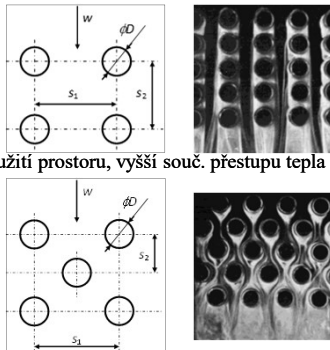
$$s_0 = \frac{D \cdot p}{2 \cdot \sigma_D \cdot v + p} \quad [\text{mm}]$$

p [MPa] výpočtový tlak
 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 přírůvku 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 rychlosti pracovních látek

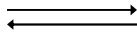
- vyšší rychlost pracovní látky znamená
 - vyšší hodnotu souč. přestupu tepla a tím menší velikost výhřevné plochy
 - větší tlakovou ztrátu
- doporučené rychlosti

■ 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

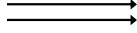
Volba geometrie výměníku

Volba zapojení výměníku

- protiproud

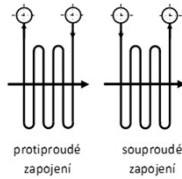
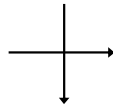


- souproud

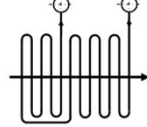


- kombinované

- 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 vnější rozměry výměníku

Výpočet teplotního spádu

- ve výměníku musí být splněna bilanční rovnice vyjadřující tepelný tok mezi látkami A, B

$$\dot{Q}_A = \dot{Q}_B$$

- pro malý element teplosměnného povrchu je tepelný tok tímto elementem

$$d\dot{Q} = k \cdot dS \cdot (t_A - t_B)$$

a tepelný tok v celém výměníku

$$\dot{Q} = \int_S k \cdot (t_A - t_B) dS$$

přičemž současně platí

$$\dot{Q} = \dot{Q}_A = \dot{Q}_B$$

Výpočet teplotního spádu

Metoda výpočtu výměníku jako celku za zjednodušených podmínek:

- ve výměníku neexistují zkratové nebo obtokové proudy,
- 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)

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

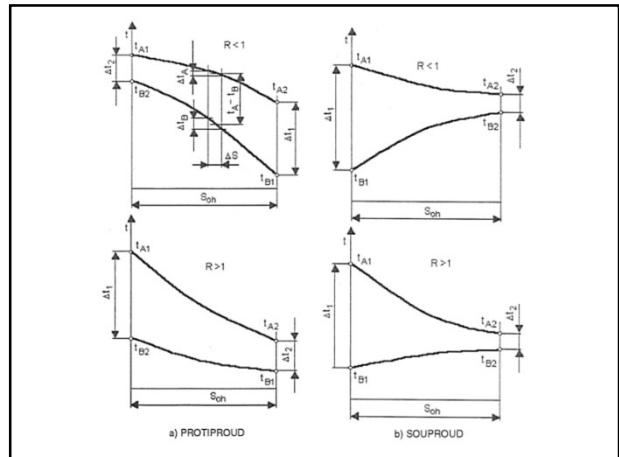
$$\Delta t_A = \frac{\dot{m}_B \cdot c_B}{\dot{m}_A \cdot c_A} \cdot \Delta t_B = R \cdot \Delta t_B$$

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

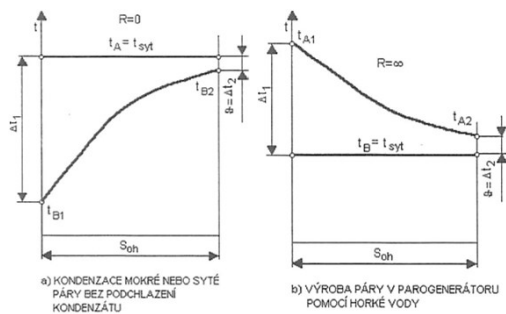
- teplotu mění rychleji látka s menší velikostí W
- při konstantní velikosti m , c a k se na stejném úseku teplosměnné plochy mění teplota rychleji při větším rozdílu teplot $t_A - t_B$



Výpočet teplotního spádu

Průběh teplot podél výhřevné plochy

- Výměník s látkou měnící skupenství



Výpočet teplotního spádu

Pro případ čistého protiproudu resp. souproudu je

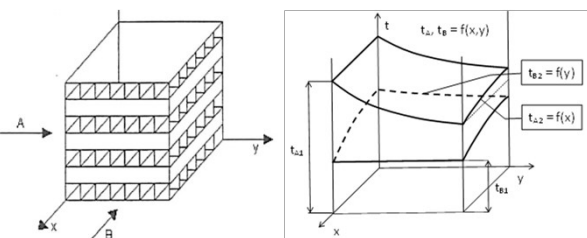
$$\Delta t_{in} = \frac{(t_{A1} - t_{B2}) - (t_{A2} - t_{B1})}{\ln \frac{t_{A1} - t_{B2}}{t_{A2} - t_{B1}}} \quad \text{resp.} \quad \Delta t_{in} = \frac{(t_{A1} - t_{B1}) - (t_{A2} - t_{B2})}{\ln \frac{t_{A1} - t_{B1}}{t_{A2} - t_{B2}}}$$

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

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

Výpočet teplotního spádu

- Průběh teplot podél výhřevné plochy jednofázového výměníku s křížovým prouděním



Výpočet teplotního spádu

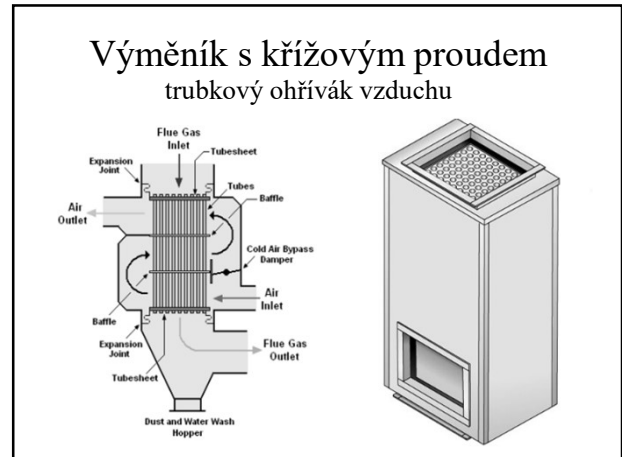
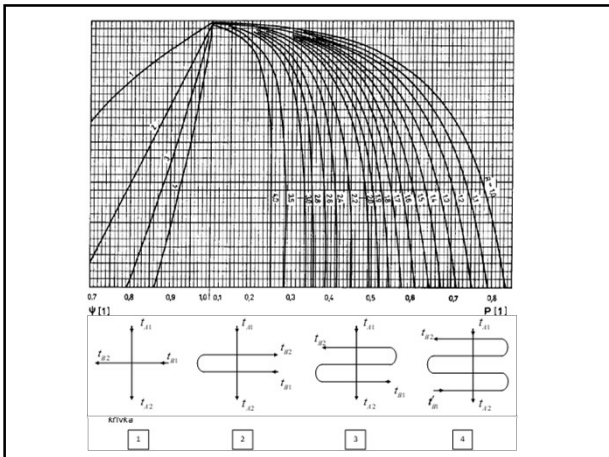
- při křížovém proudění látek, je analytické určení středního teplotního rozdílu obtížné
- používá se postup korekce teplotního spádu čistě protiproudého zapojení

$$\Delta t_{sr} = \psi \cdot \Delta t_{in}$$

- korekční součinitel ψ se určí z nomogramu s využitím koeficientů

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

$$R = \frac{\Delta t_{větší}}{\Delta t_{menší}}$$



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 VÝMĚNÍKU

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 prostředí
 T_{st} [K] je teplota osálaného povrchu

Kombinace mechanismů sdílení tepla

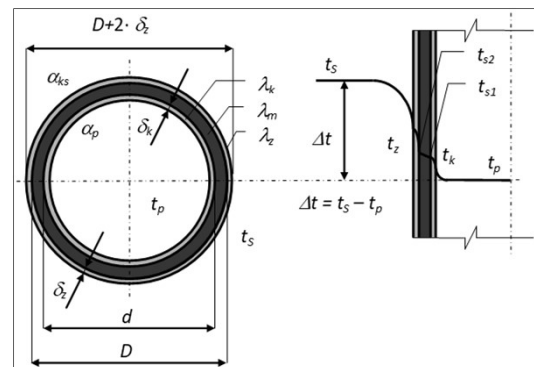
- v praxi se může sdílení tepla sáláním kombinovat se sdílením tepla konvekcí či vedením – např. sdílení tepla proudícími spalinami s vysokou teplotou
- odlišný princip výpočtu obou případů komplikuje řešení
- praxi se velmi často uplatňuje analogie ve výpočtu sdílení tepla sáláním s konvekcí zavedením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

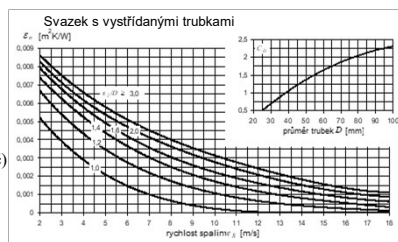
- součinitel zanesení na straně spalin
 - závisí na rychlosti proudění spalin a uspořádání svazku trubek (s_2 = podélná rozteč)

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

- součinitel využití

např. pro spalinový ohřívač vzduchu

Druh paliva	Typ ohřívačku			
	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 mezí 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

Součinitel přestupu tepla konvekcí

Příklad: obtékání svazku trubek spalinami nebo vzduchem

- příčné obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

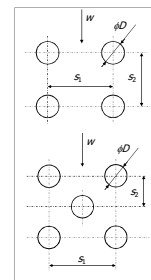
$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w \cdot D}{\nu} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}^{0,33}$$

- příčné obtékání svazku trubek uspořádaných vystřídane

$$\alpha_k = C_1 \cdot C_2 \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot \left(\frac{w \cdot D}{\nu} \right)^{0,6} \cdot \text{Pr}^{0,33}$$

- pro podélné obtékání

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_m$$



Součinitel přestupu tepla konvekcí

- některé kritériální rovnice byly převedeny do nomogramů
- Příklad: vystřídaný svazek trubek obtékáný spalninami

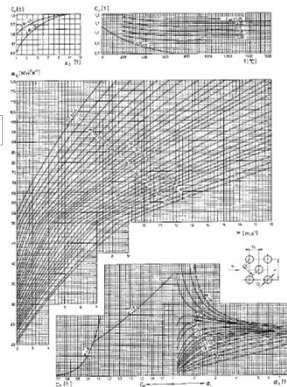
$$\alpha_k = C_z \cdot C_s \cdot C_f \cdot \alpha_N \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

- korekce na obsah H₂O

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

- korekce na rozteče

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



Součinitel prostupu tepla k

- v konkrétních případech lze obecný vztah pro výpočet součinitele prostupu tepla zjednodušit

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

Příklad: trubkové spalínové výměníky

- pro přehříváky páry

- zanedbáním odpor vedením trubkou a vnitřním nánosem
- nános na spalínové straně respektován součinitelem zanesení ε

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

- pro ohříváky vody a výparníkové plochy

- zanedbáním odpor vedením trubkou a vnitřním nánosem
- zanedbáním odpor přestupem tepla konvekcí do vody
- nános na spalínové straně respektován součinitelem zanesení ε

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

- pro trubkové ohříváky vzduchu

- zanedbáním odpor vedením trubkou
- zanesení plochy respektováno součinitelem využití ξ

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

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 konstrukčními elementy – například trubkami

- délka 1 trubky svazkového výměníku

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

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 (například trubek ve svazku) jsou stejné

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

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

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

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

Tlaková ztráta třením při podélném obtékání výhřevné plochy

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

- pro laminární proudění

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

- pro přechodovou oblast

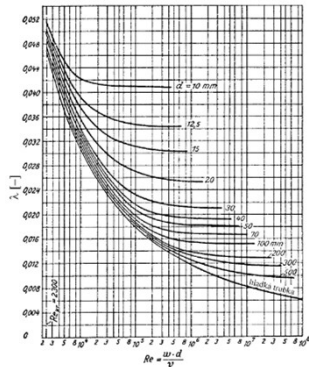
$$2300 < \text{Re} < \text{Re}_m \rightarrow \lambda = \frac{1,42}{\log\left(\text{Re} \cdot \frac{d_e}{\delta}\right)^2} = \frac{1,42}{\log\left(\text{Re} \cdot \frac{d_e}{k}\right)^2}$$

- pro turbulentní proudění

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

Tlaková ztráta třením při podélném obtékání výchřevné plochy

- pro proudění
v ocelové trubce



Tlaková ztráta místními odpory

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

$\zeta [-]$ je součinitel místní tlakové ztráty

- závisí pouze na typu odporu
- jeho velikost je třeba pro daný odpor hledat v podkladech

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

- jednotlivé druhy odporů se počítají sdruženě

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

- pro vystřídání svazek s počtem řad z_2

$$\text{pro poměrné rozteče } \frac{s_1}{D} < \frac{s_2}{D} : \zeta_{sv} = (4 + 6,6 \cdot z_2) \cdot \text{Re}^{-0,28}$$

$$\text{pro poměrné rozteče } \frac{s_1}{D} > \frac{s_2}{D} : \zeta_{sv} = (5,4 + 3,4 \cdot z_2) \cdot \text{Re}^{-0,28}$$

- pro svazek trubek za sebou s počtem řad z_2

$$\zeta_{sv} = (6 + 9 \cdot z_2) \cdot \text{Re}^{-0,26} \cdot \left(\frac{s_1}{D}\right)^{-0,23}$$

Dokončení návrhu výměníku

- Pokud navržená velikost výměníku a vypočtené tlakové ztráty vyhovují, lze přikročit k detailnímu konstrukčnímu řešení
- Pokud některý s 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

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

možnosti:

$$k \uparrow \rightarrow w \uparrow \rightarrow \Delta p_z \uparrow \rightarrow n_{pT} \uparrow \quad S \uparrow \rightarrow Q_{zv} \downarrow \rightarrow n_{pT} \downarrow$$

$n_{pT} \dots$ roční provozní náklady $n_i \dots$ investiční náklady

negativní důsledek:

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

Úloha je složitá a vyžaduje individuální přístup

Nabídka úloh

- www.energetika.cvut.cz
 - Studium
 - Projekty a závěrečné práce
 - 2153025 PRO I Projekt I. 2021/2022

<http://energetika.cvut.cz/2153027-pro2-projekt-ii-2022-2022/>

- rezervace témat
 - osobně nebo mailem kontaktovat vedoucího – ověřit, zda je téma stále volné
 - rezervovat téma mailem u sekretářky ústavu Jana.Novotna@fs.cvut.cz