

12 Výměníky tepla

Oldřich Holeček, Prokop Nekovář

A Výpočtové vztahy

12.1 Výpočet výměníků tepla pracujících v ustáleném stavu

V kapitole 12 diskutované postupy neumožňují provést úplný návrh výměníku tepla, nicméně čtenář, který propočítá dále uvedené příklady a úlohy, bude v hlavních rysech rozumět činnosti těchto zařízení. Podstatnou částí návrhu výměníku pro praktické užití je mimo jiné jeho hydraulický výpočet, úvahy o možném vlivu znečištění teplosměnných ploch a v neposlední řadě i výpočty pevnostní a ekonomické. Poučení o těchto problémech je třeba hledat ve specializované literatuře [H2], jako dobrý úvod pro začátečníky je možné doporučit například skriptum Stehlíka a kol. [S1]. Úplný výpočet výměníku může být dosti pracný, proto byly pro něj vypracovány programy, které jsou běžnou součástí softwarových balíčků určených k simulaci technologických procesů (např. ChemCad, Max). Provádí-li se takové výpočty častěji, je v dnešní době v podstatě nezbytné si vhodný software opatřit, tyto programy jsou ovšem dosti drahé.

Budeme se zabývat pouze rekuperátory, to jest výměníky ve kterých dochází k výměně tepla prostupem z teplejší tekutiny (která bude v celé kapitole 12 označena dolním indexem A) do chladnější tekutiny (značené indexem B) přes pevnou stěnu, která tekutiny odděluje. Dále platí v celé kapitole toto značení: dolní index i značí vstup proudu do výměníku, e výstup. Budeme rozlišovat dvojí způsob výpočtu výměníku: přímý (zvaný též konstrukční), kdy mezi neznámé veličiny nepatří obě výstupní teploty současně a hledáme rozměry výměníku, a tak zvaný simulační (též kontrolní), kdy rozměry výměníku a jeho konstrukce jsou dány a hledané veličiny mohou být (mimo jiné) obě výstupní teploty. Dále je třeba rozlišovat, zda závislost fyzikálních vlastností obou tekutin (a tím i koeficientu prostupu tepla) na teplotě je taková, že lze každou fyzikální vlastnost charakterizovat pro celý výměník jedinou střední hodnotou, nebo zda tomu tak není. V prvním případě hovoříme (nepříliš přesně) o „konstantních“ fyzikálních vlastnostech a „konstantním“ koeficientu prostupu tepla.

12.1.1 Entalpická bilance výměníku

V ustáleném stavu a neuvažujeme-li ztráty tepla platí

$$\dot{m}_A h_{Ai} = \dot{m}_A h_{Ae} + \dot{Q} \quad (12-1)$$

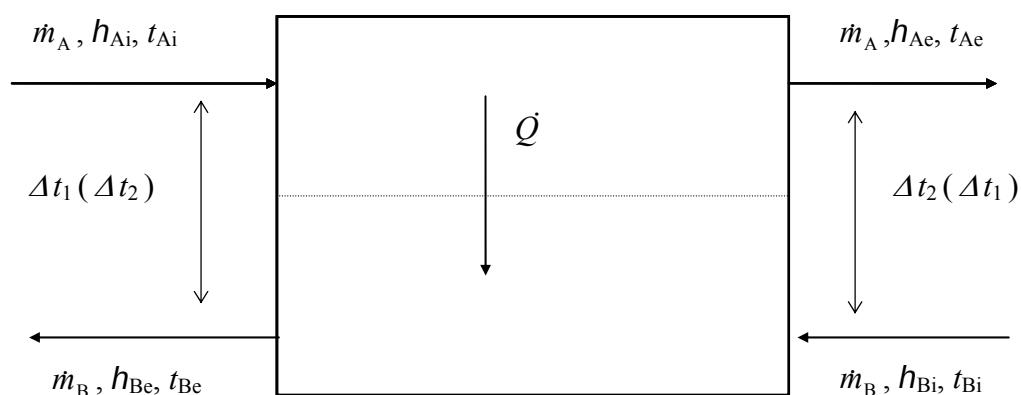
nebo

$$\dot{m}_B h_{Bi} + \dot{Q} = \dot{m}_B h_{Be} \quad (12-2)$$

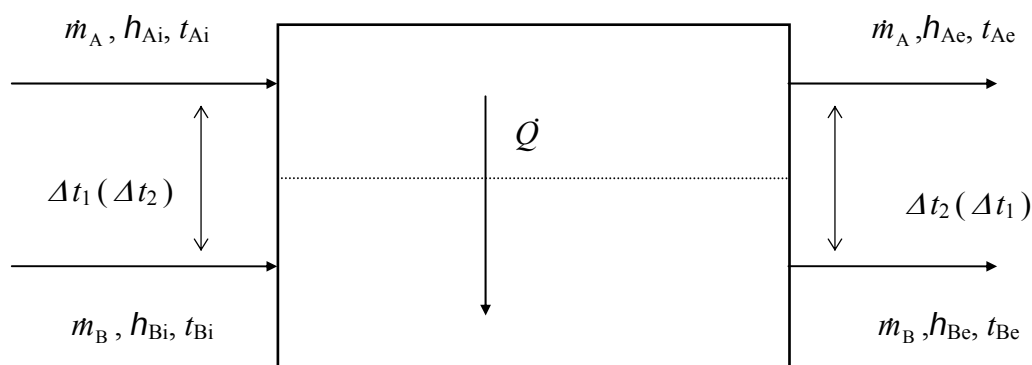
$\dot{Q}$ je tok tepla teplosměnnou plochou, hodnoty měrných entalpií v rovnicích (12-1) a (12-2) vypočteme postupem uvedeným v kapitole 10. Pro důležitý speciální případ výměny tepla mezi dvěma tekutinami bez fázové přeměny lze (12-1) a (12-2) zjednodušit na přibližný vztah

$$\dot{Q} = \dot{m}_A c_{pA} (t_{Ai} - t_{Ae}) = \dot{m}_B c_{pB} (t_{Be} - t_{Bi}) \quad (12-3)$$

kde měrné tepelné kapacity dosazujeme při teplotě rovné aritmetickému průměru koncových teplot příslušného proudu. Tento postup je zcela uspokojivý, nejsou-li rozdíly teplot extrémně velké. Význam symbolů v rovnicích (12-1) až (12-3) je patrný z obr.12-1 a 12-2.



Obr.12-1 Schéma protiproudu



Obr.12-2 Schéma souproudu

12.1.2 Výpočet výměníků při konstantních vlastnostech tekutin a konstantním koeficientu prostupu tepla

12.1.2.1 Konstrukční výpočet

Postup vyložený v tomto odstavci se hodí pouze pro jednoduché výměníky s rovnoběžným uspořádáním toků tekutin (souproud, protiproud), nebo pro případy, kdy alespoň jedna z tekutin má podél celé teplosměnné plochy konstantní teplotu. Je-li uspořádání toků složitější, je třeba se obrátit na specializovanou literaturu [H2],[K1]. Je možné (i když v praxi stále nepříliš obvyklé) také pro konstrukční výpočet použít vztahů z odstavce 12.1.2.2. Při navrhování nového výměníku obvykle známe složení obou tekutin, teploty t_{Ai} a t_{Bi} (tedy i měrné entalpie h_{Ai} , h_{Bi}) a tři ze čtyř veličin t_{Ae} , t_{Be} , m_A , m_B . Není-li znám některý z hmotnostních průtoků, určíme jej z entalpické bilance. Není-li známa některá z teplot, určíme ji rovněž z entalpické bilance, ale setkáme se přitom s určitou obtíží. Tvrzení, že hodnoty

látkových vlastností tekutin jsou podél celé teplosměnné plochy konstantní je totiž třeba chápat tak, že se nedopustíme nepřipustně velké chyby, když do potřebných vztahů dosadíme fyzikální vlastnosti příslušné tekutiny při vhodné střední teplotě. (Fyzikální vlastnosti reálných tekutin vždy závisí na teplotě.) Za střední teplotu obvykle volíme aritmetický průměr koncových teplot tekutiny, ten však můžeme zjistit jen když známe obě. Chybí-li koncová teplota některé z tekutin, musíme postupovat tak, že teplotu potřebnou k zjištění měrné entalpie či měrné tepelné kapacity odhadneme a na základě entalpické bilance odhad opravíme. Podle potřeby tento postup opakujeme tak dlouho, až se po sobě následující iterace chybějící teploty liší v mezích požadované přesnosti. Postup obvykle konverguje velmi rychle. K dalšímu výpočtu musí být zadán, nebo musíme zvolit typ výměníku a pro něj metodami popsanými v kapitole 11 vypočítat koeficient prostupu tepla. Pak v rámci omezení uvedených v nadpise odstavce 12.1.2 platí

$$\dot{Q} = k A \Delta t_{ls} \quad (12-4)$$

nebo

$$\dot{Q} = k_L L \Delta t_{ls} \quad (12-5)$$

kde A je velikost teplosměnné plochy a L je celková délka všech trubek, ze kterých je teplosměnná plocha vytvořena. Veličina Δt_{ls} je logaritmická střední teplotní hybná síla a vypočítá se ze vztahu

$$\Delta t_{ls} = (\Delta t_1 - \Delta t_2) / \ln(\Delta t_1 / \Delta t_2) \quad (12-6)$$

kde Δt_1 je teplotní hybná síla na jednom a Δt_2 na druhém konci výměníku, přitom vzhledem k symetričnosti výrazu pro Δt_{ls} je zcela lhostejné, který konec výměníku považujeme za první a který za druhý (viz obr.12-1 a 12-2). Nyní již můžeme z (12-4) určit potřebnou velikost teplosměnné plochy, případně z (12-5) délku trubek.

12.1.2.2 Simulační (kontrolní) výpočet výměníku

V tomto případě známe vždy velikost a konstrukci výměníku a fyzikální vlastnosti proudících tekutin. Nejtypičtější úloha vzniká, známe-li ještě hmotnostní průtoky obou tekutin a jejich vstupní teploty a hledáme výstupní teploty. (Dále popsaný postup je však stejně dobře použitelný i pro konstrukční výpočet.) Činnost výměníku budeme popisovat bezrozměrnými veličinami, které nyní zavedeme. Počet převodových jednotek pro tekutinu A definujeme buď s pomocí teplosměnné plochy, nebo délky trubek ve výměníku

$$N_A = k A / (\dot{m}_A c_{pA}) \quad (12-7)$$

$$N_A = k_L L / (\dot{m}_A c_{pA}) \quad (12-8)$$

Analogicky pro tekutinu B

$$N_B = k A / (\dot{m}_B c_{pB}) \quad (12-9)$$

$$N_B = k_L L / (\dot{m}_B c_{pB}) \quad (12-10)$$

Plocha převodové jednotky pro tekutinu A je

$$A_A = \dot{m}_A c_{pA} / k \quad (12-11)$$

a pro tekutinu B

$$A_B = \dot{m}_B c_{pB} / k \quad (12-12)$$

Délka převodové jednotky pro tekutinu A

$$L_A = \dot{m}_A c_{pA} / k_L \quad (12-13)$$

a pro tekutinu B

$$L_B = \dot{m}_B c_{pB} / k_L \quad (12-14)$$

Dále zavádíme pro případy, kdy nedochází ke změně skupenství ani tekutiny A, ani tekutiny B faktory výměníku

$$\zeta_{AB} = \dot{m}_A c_{pA} / \dot{m}_B c_{pB} = (t_{Be} - t_{Bi}) / (t_{Ai} - t_{Ae}) \quad (12-15)$$

$$\zeta_{BA} = 1 / \zeta_{AB} \quad (12-16)$$

Pro výměníky kde na některé straně teplosměnné plochy dochází k varu, nebo kondenzaci viz rovnici (12-28).

Účinek výměníku vztažený na tekutinu A je

$$\eta_A = (t_{Ai} - t_{Ae}) / (t_{Ai} - t_{Bi}) \quad (12-17)$$

na tekutinu B

$$\eta_B = (t_{Be} - t_{Bi}) / (t_{Ai} - t_{Bi}) \quad (12-18)$$

Platí vztahy

$$A = N_A A_A = N_B A_B \quad (12-19)$$

$$L = N_A L_A = N_B L_B \quad (12-20)$$

Pro všechny níže zapsané rovnice v tomto odstavci je pravda, že zaměníme-li v platném vztahu dolní indexy A,B, dostaneme opět platný vztah, dále uvádíme proto vždy pouze jednu rovnici z takové dvojice.

$$N_A = N_B \zeta_{BA} \quad (12-21)$$

$$\eta_B = \eta_A \zeta_{AB} \quad (12-22)$$

Mezi počtem převodových jednotek, účinkem výměníku a faktorem výměníku platí vztahy, jejichž tvar závisí hlavně na uspořádání toků tekutin a dále (u složitějších uspořádání toků) na tom, zda některá z tekutin může být promíchávána (a tím vyrovnávána její teplota). Promíchávání tekutin může mít na činnost výměníku různý vliv, podrobnosti o tom je třeba hledat ve specializované literatuře [K1]. Obecně lze říci, že promíchávání tekutiny v mezitrubkovém prostoru výměníku s křížovým tokem jeho činnost zhoršuje, promíchávání mezi chody téže tekutiny u vícechodého výměníku ji zlepšuje. U tekutiny, která proudí uvnitř trubek malého průměru se promíchávání většinou nepředpokládá. Nejsme-li si jisti skutečnými poměry, předpokládáme vždy horší případ. Pro protiproudý výměník platí

$$N_A = \frac{1}{1 - \zeta_{AB}} \ln \frac{1 - \zeta_{AB} \eta_A}{1 - \eta_A} \quad (12-23)$$

$$\eta_A = \frac{1 - \exp[-N_A (1 - \zeta_{AB})]}{1 - \zeta_{AB} \exp[-N_A (1 - \zeta_{AB})]} \quad (12-24)$$

Při $\zeta_{AB} = 1$ dávají (12-23) a (12-24) neurčité výrazy, které lze užitím l'Hospitalova pravidla upravit na

$$\eta_A = N_A / (1 + N_A) \quad (12-25)$$

Pro souprout platí

$$N_A = -\ln[1 - \eta_A (1 + \zeta_{AB})] / (1 + \zeta_{AB}) \quad (12-26)$$

$$\eta_A = \frac{1 - \exp[-N_A (1 + \zeta_{AB})]}{1 + \zeta_{AB}} \quad (12-27)$$

Pro komplikovanější uspořádání toků ve výměníku jsou rovnice analogické vztahům (12-23), (12-24), (12-26) a (12-27) složité, pro několik běžných typů složitějších výměníků uvádíme vztahy mezi účinkem, počtem převodových jednotek a faktorem výměníku v grafické podobě na obr.12-3 až 12-6. Pozor, obrázky jsou z grafických důvodů kresleny tak, že za tekutinu A je vždy vybrána ta, pro kterou je $\zeta_{AB} < 1$, bez ohledu na to, zda je teplejší, či chladnější. Pokud na straně tekutiny A probíhá kondenzace páry bez podchlazování kondenzátu, je $\zeta_{AB} \rightarrow \infty$ a pro libovolné uspořádání toků platí

$$\eta_B = 1 - \exp(-N_B) \quad (12-28)$$

Pokud na straně tekutiny B dochází k varu, dostaneme z (12-28) potřebný vztah záměnou indexu B za A.

Postup výpočtu:

Při nejběžnějším zadání simulačního výpočtu, kdy známe $\dot{m}_A$, $\dot{m}_B$, t_{Ai} , t_{Bi} a teplosměnnou plochu nebo délku trubek, můžeme ze vstupních dat užitím některé z rovnic (12-7) až (12-10) zjistit počet převodových jednotek a z (12-15) nebo (12-16) faktor výměníku. S tím, že neznáme střední teploty proudů potřebné k zjištění fyzikálních vlastností tekutin se vyrovnáme postupem popsáním v předcházejícím odstavci. Na základě známého uspořádání toků vybereme vhodnou rovnici [(12-24), (12-27), případně (12-25) či (12-28)] nebo obrázek (obr.12-3 až 12-6) a zjistíme účinek výměníku. Z definice účinku (12-17,18) a entalpické bilance či vztahů pro výpočet faktoru výměníku z koncových teplot proudů (12-15,16) určíme neznámé výstupní teploty proudů. Chceme-li počítat velikost výměníku, známe obvykle tři ze čtyř koncových teplot a průtoky obou proudů, nebo všechny čtyři teploty a jeden průtok. Pak můžeme ze zadaných dat zjistit z rovnic (12-17,18) účinek a ze vztahů (12-15,16) faktor výměníku, z těchto čísel spočteme pro zadané uspořádání toků z rovnic (12-23), (12-26), případně (12-25) či (12-28), nebo obrázků 12-3 až 12-6 počet převodových jednotek. Pak z některého ze vztahů (12-11) až (12-14) vypočteme plochu nebo délku převodové jednotky z rovnice (12-19) nebo (12-20) plochu či délku výměníku. V méně běžném případě známe tři koncové teploty, jeden průtok a velikost výměníku a potřebujeme dopočítat chybějící průtok. Postupujeme tak, že spočteme počet převodových jednotek z některého ze vztahů (12-7) až (12-10) a účinek výměníku z (12-17,18) a (podle toho jaké je uspořádání toků) z rovnice (12-23) nebo (12-26), případně (12-25) či (12-28) či z obrázků 12-3 až 12-6 zjistíme faktor výměníku. Z jeho definice (12-15,16) pak vypočteme hledaný průtok.

12.1.3 Výpočet výměníků při proměnném koeficientu prostupu tepla

Jde o případy, kdy změna fyzikálních vlastností tekutiny (a tím i koeficientu prostupu tepla) vyvolaná změnou teploty podél teplosměnné plochy je tak velká, že již nelze tyto veličiny bez nepřijatelně velké chyby charakterizovat jedinou střední hodnotou pro celý výměník. Problém řešíme tak, že výměník rozdělíme na několik částí, tak malých, abychom uvnitř každé z nich mohli fyzikální vlastnosti tekutin pokládat za konstantní. Pro tento typ výpočtu lze sice uvést dosti obecný algoritmus, je však komplikovaný a nepřehledný, postup bude proto jen zhruba osvětlen na typickém příkladě. Je dán určitý typ výměníku s rovnoběžným uspořádáním toků a chceme zjistit potřebnou velikost teplosměnné plochy. Dále nechť jsou známy hmotnostní průtoky obou tekutin, jejich složení, obě koncové teploty tekutiny A a jedna z koncových teplot tekutiny B. Předpokládejme, že na žádné straně teplosměnné plochy nedochází k fázové přeměně. Zvolíme nejprve jeden z konců výměníku (třeba ten, na kterém je teplota t_{Ai}) za počáteční a směr pohybu od něho (to jest směr pohybu tekutiny A) za kladný - tímto směrem teplosměnná plocha vzrůstá. Za udaných předpokladů můžeme napsat entalpickou bilanci elementárního úseku výměníku ve tvaru

$$d\dot{Q} = -\dot{m}_A c_{pA} dt_A = \pm \dot{m}_B c_{pB} dt_B \quad (12-29)$$

kde horní znaménko platí pro souproud a dolní pro protiproud. Z rovnice (11-38) respektive její analogie pro k_L dostáváme

$$d\dot{Q} = k(t_A - t_B) dA \quad (12-30)$$

respektive

$$d\dot{Q} = k_L(t_A - t_B) dL \quad (12-31)$$

Z (12-29) a (12-30) úpravou a integrací dostáváme

$$A = \dot{m}_A \int_{t_{Ae}}^{t_{Ai}} \frac{c_{pA}}{k} \frac{dt_A}{(t_A - t_B)} \quad (12-32)$$

z (12-29) a (12-31)

$$L = \dot{m}_A \int_{t_{Ae}}^{t_{Ai}} \frac{c_{pA}}{k_L} \frac{dt_A}{(t_A - t_B)} \quad (12-33)$$

Rovnice (12-32) a (12-33) platí pro souproud i protiproud. K výpočtu integrálů v rovnicích (12-32) a (12-33) potřebujeme znát c_{pA} , k nebo k_L a t_B jako funkce teploty t_A . Pro výpočet teploty t_B dostáváme integrací (12-29) pro souproud

$$\dot{m}_A \int_{t_A}^{t_{Ai}} c_{pA} dt_A = \dot{m}_B \int_{t_{Bi}}^{t_B} c_{pB} dt_B \quad (12-34)$$

a pro protiproud

$$\dot{m}_A \int_{t_A}^{t_{Ai}} c_{pA} dt_A = \dot{m}_B \int_{t_B}^{t_{Be}} c_{pB} dt_B \quad (12-35)$$

Poměrně často se stává, že sice nemůžeme zanedbat závislost k či k_L na teplotě, ale závislost měrné tepelné kapacity na teplotě není výrazná, takže pro každou z tekutin můžeme

pro celý výměník použít jedinou střední hodnotu měrné tepelné kapacity. Tím se rovnice (12-34) a (12-35) zjednoduší na (12-36) a (12-37).

$$t_B = t_{Bi} + [\dot{m}_A \langle C_{pA} \rangle / (\dot{m}_B \langle C_{pB} \rangle)] (t_{Ai} - t_A) \quad (12-36)$$

$$t_B = t_{Be} - [\dot{m}_A \langle C_{pA} \rangle / (\dot{m}_B \langle C_{pB} \rangle)] (t_{Ai} - t_A) \quad (12-37)$$

Závislost k nebo k_L na teplotě musíme určit ze vztahů uvedených v kapitole 11. Protože ji prakticky nikdy nelze zapsat analyticky v explicitním tvaru, je nutné integrály v rovnicích (12-32) nebo (12-33) počítat numericky. Opakují-li se na pracovišti takové výpočty častěji, vyplácí se zakoupit specializovaný software (např. M-Task).

12.2 Neustálý proud tepla v nádobách s míchadlem.

Ohřívá-li se kapalina o počáteční teplotě t_{B0} na teplotu t_B nasycenou párou o konstantní teplotě t_A , platí vztah

$$Q = kA \tau \Delta t_s \quad (12-38)$$

kde

$$\Delta t_s = \frac{(t_A - t_{B0}) - (t_A - t_B)}{\ln \frac{(t_A - t_{B0})}{(t_A - t_B)}} \quad (12-39)$$

je střední logaritmická hybná síla, kde zprůměrnění je provedeno přes dobu ohřívání (na rozdíl od Δt_s , která je středována přes teplosměnnou plochu). Přitom Q je celé dodané množství tepla a τ doba potřebná k ohřívání. Ohříváme-li nebo chladíme jinou kapalinou A (u které nedochází k fázové přeměně), která protéká konstantním hmotnostním průtokem $\dot{m}_A$ například trubkovým hadem ponořeným do nádoby, platí

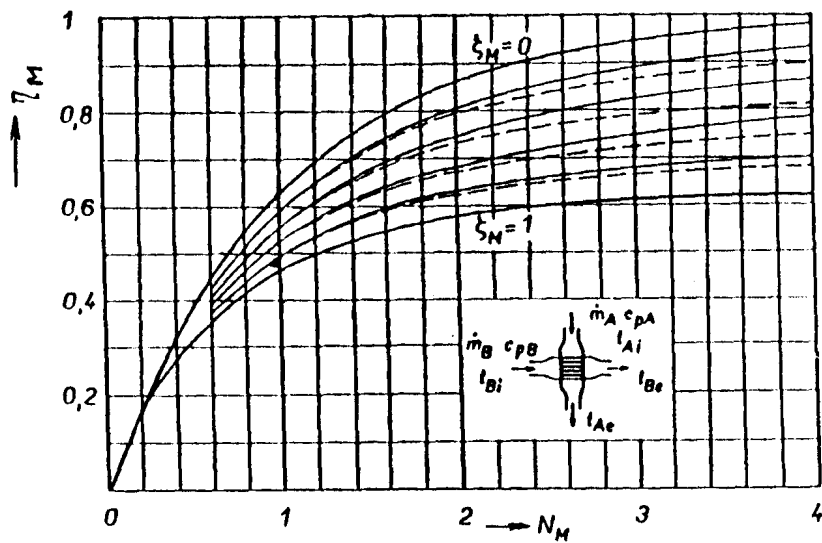
$$\ln \frac{t_{B0} - t_{Ai}}{t_B - t_{Ai}} = (\dot{m}_A C_{pA} / \dot{m}_B C_{pB}) [1 - \exp(-N_A)] \tau \quad (12-40)$$

kde

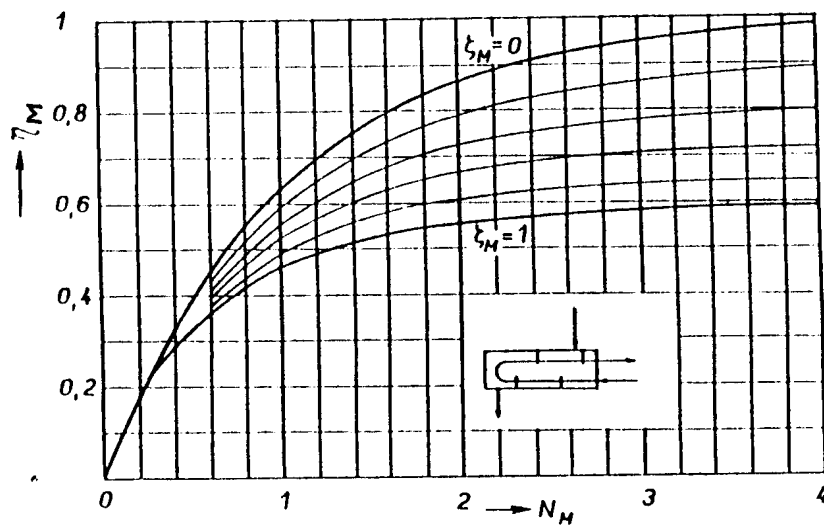
$$N_A = kA / \dot{m}_A C_{pA} \quad (12-41)$$

t_{B0} je počáteční a t_B konečná teplota v nádobě, t_{Ai} konstantní vstupní teplota protékajícího média a $\dot{m}_B$ hmotnost vsádky v nádobě. V rovnicích (12-40) a (12-41) výjimečně index A nemusí značit teplejší tekutinu - indexem B je označena tekutina v nádobě a A tekutina protékající na druhé straně teplosměnné plochy.

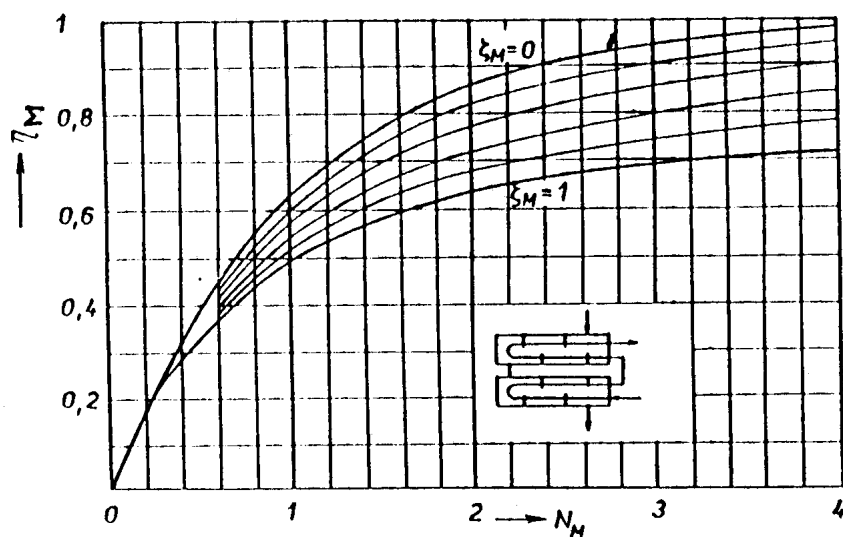
12.3 Přílohy



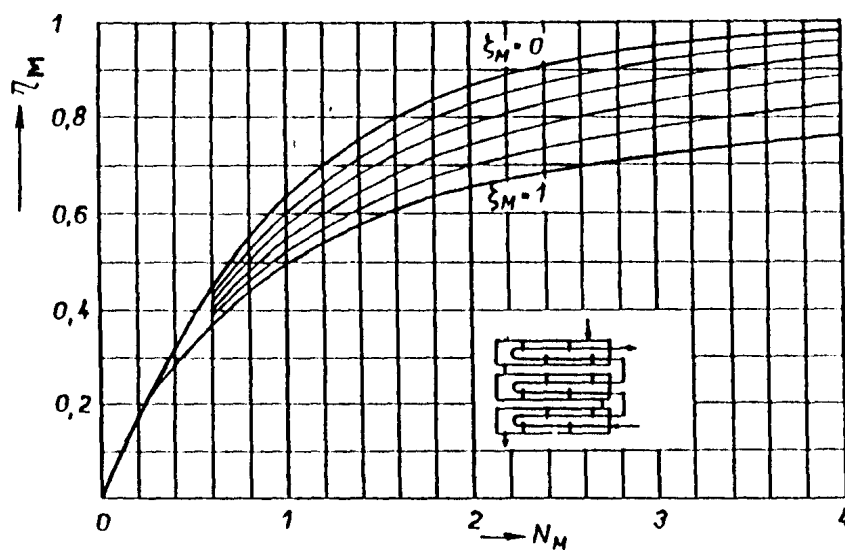
Obr 12-3 Závislost $\eta_M - \zeta_M - N_M$ pro křížový tok. M je ta tekutina, pro kterou $\zeta_M = \zeta_{MB} < 1$, plně čáry promíchávána pouze tekutina M, čárkované promíchávána pouze tekutina B.



Obr 12-4 Závislost $\eta_M - \zeta_M - N_M$ pro výměníky s jedním chodem v mezitrubkovém prostoru a sudým počtem chodů v trubkách, bez promíchávání mezi chody. M je tekutina, pro kterou $\zeta_M = \zeta_{MB} < 1$.



Obr 12-5 Závislost $\eta_M - \zeta_M - N_M$ pro výměníky s dvěma chody v mezitrubkovém prostoru a 4, 8, 12 chody v trubkách, bez promíchávání mezi chody. M je tekutina, pro kterou $\zeta_M = \zeta_{MB} < 1$.



Obr 12-6 Závislost $\eta_M - \zeta_{MB} - N_M$ pro výměníky s dvěma chody v mezitrubkovém prostoru a 6, 12, 18 ... chody v trubkách, bez promíchávání mezi chody. M je tekutina, pro kterou $\zeta_{MB} < 1$.

B Úlohy

U12-1 Vypočtete velikost teplosměnné plochy výměníku, ve kterém se má ochladit 2 kg s^{-1} oleje z teploty 65°C na teplotu 25°C . Olej se chladí vodou, která vstupuje s teplotou 20°C a odchází s teplotou 40°C . Součinitel prostupu tepla je $180 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, měrná tepelná kapacita oleje je $2 \cdot 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Výsledek: Teplosměnná plocha výměníku je $71,5 \text{ m}^2$

U12-2 Do protiproudého výměníku tepla o velikosti teplosměnné plochy 6 m^2 vstupuje při teplotě 100°C $0,6 \text{ kg s}^{-1}$ kapaliny, jejíž měrná tepelná kapacita je $4 \cdot 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Ve výměníku se kapalina chladí vodou o vstupní teplotě 20°C a hmotnostním průtokem $0,4 \text{ kg s}^{-1}$. Víte-li, že koeficient prostupu tepla je $200 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, vypočtete obě výstupní teploty.

Výsledek: Výstupní teplota chladicí vody je $55,6^\circ\text{C}$, chlazené kapaliny $75,2^\circ\text{C}$.

U12-3 V protiproudém svazkovém výměníku tepla se chladí $1,7 \text{ kg s}^{-1}$ oleje o měrné tepelné kapacitě $2,5 \cdot 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ z teploty 90°C na 20°C . Chladicí voda vstupuje při teplotě 15°C a prochází svazkem 37 trubek o vnitřním průměru 25 mm a vnějším průměru 32 mm svazek je 6 m dlouhý. Hmotnostní průtok chladicí vody je 2 kg s^{-1} . Určete délkový koeficient prostupu tepla.

Výsledek: Délkový koeficient prostupu tepla je $80 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$

U12-4 Vypočtete hmotnostní průtok chladicí vody, protékající mezitrubkovým prostorem výměníku, který má dva chody v mezitrubkovém prostoru a čtyři chody v trubkách. Horká tekutina, která proudí uvnitř trubek, se ochladí z 80°C na 40°C . Koeficient prostupu tepla je $250 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ a velikost teplosměnné plochy 6 m^2 .

Výsledek: Hmotnostní průtok chladicí vody je $0,495 \text{ kg s}^{-1}$

U12-5 Ve výměníku tepla typu „U“ (1 chod v mezitrubkovém prostoru, 2 chody v trubkách) se chladí $0,05 \text{ kg s}^{-1}$ methanolu z teploty 45°C na 25°C . Vypočtete potřebnou délku trubek, je-li koeficient prostupu tepla $40 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Výsledek: Potřebná délka trubek je 4,3 m

U12-6 V chladiči se ochlazuje $0,21 \text{ kg s}^{-1}$ pasterované smetany o měrné tepelné kapacitě $3,4 \cdot 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ z teploty 70°C na teplotu 25°C . Teplo odvádí voda, která má při vstupu do chladiče teplotu 15°C . Koeficient prostupu tepla je $1400 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, velikost teplosměnné plochy $1,2 \text{ m}^2$. Vypočtete spotřebu chladicí vody

a) při souproutém uspořádání

b) při protiproudém uspořádání

za předpokladu, že se změnou uspořádání se koeficient prostupu tepla nemění.

Výsledek: Spotřeba chladicí vody je při protiproudu $0,34 \text{ kg s}^{-1}$ a při souproutu

$1,24 \text{ kg s}^{-1}$

U12-7 V předehřívací typu „trubka v trubce“ se ohřívá $0,25 \text{ kg s}^{-1}$ benzenu z 20°C na 80°C sytou vodní parou o tlaku $0,12 \text{ MPa}$. Benzen protéká ocelovou trubkou o vnitřním průměru 20 mm a vnějším průměru 24 mm . Koeficient přestupu tepla na straně benzenu je $1600 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, na straně páry $1 \cdot 10^4 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Vypočtěte spotřebu páry a délku výměníku.

Výsledek: Spotřeba páry je $0,012 \text{ kg s}^{-1}$ a délka výměníku $6,4 \text{ m}$.

U12-8 V trubkovém kondenzátoru má zkondenzovat $1,4 \text{ kg s}^{-1}$ syté vodní páry při tlaku 5 kPa . Trubky jsou mosazné, mají vnější průměr 25 mm a tloušťku stěny 1 mm . Chladicí voda vstupuje s teplotou 20°C hmotnostním průtokem $99,4 \text{ kg s}^{-1}$ a proudí trubkami rychlostí 2 m s^{-1} . Koeficient přestupu tepla na straně páry je $12 \cdot 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Určete potřebnou délku kondenzátoru a potřebný počet trubek.

Výsledek: Kondenzátor musí mít 120 trubek a délku $9,95 \text{ m}$, musí tedy být rozdělen na dvě sekce asi 5 m dlouhé

U12-9 Vypočtěte potřebnou délku výměníku typu „trubka v trubce“ ve které se má ohřát $0,25 \text{ kg s}^{-1}$ anilinu z teploty 25°C na 75°C . Anilin proudí ocelovou trubkou o vnitřním průměru 20 mm a vnějším průměru 24 mm . Zjistěte dále spotřebu topné páry o tlaku 150 kPa , která kondenzuje v mezitrubkovém prostoru. Koeficient přestupu tepla na straně páry je zhruba $12 \cdot 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

Výsledek: Potřebná délka výměníku je $9,8 \text{ m}$, spotřeba páry $42,7 \text{ kg h}^{-1}$

U12-10 Před pasterací se čerstvé mléko předehřívá v deskovém protiproudém výměníku z 20 na 60°C . Potřebné teplo se odebrává již zpracovanému mléku, které vstupuje do výměníku při teplotě 75°C . Celkem se zpracuje 2 kg s^{-1} mléka které ve výměníku protéká v obou směrech štěrbinou obdélníkového průřezu o rozměrech 334 krát 5 mm . Tepelný odpor kovové přepážky je zanedbatelný. Předpokládáme, že fyzikální vlastnosti mléka jsou na obou stranách přepážky přibližně stejné, ke ztrátám tepla nepřihlížíme. Vypočtěte výstupní teplotu ochlazeného mléka a potřebnou velikost teplosměnné plochy výměníku.

Střední hodnoty fyzikálních vlastností mléka za daných podmínek jsou: hustota 1020 kg m^{-3} ; kinematická viskozita $8,4 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$; měrná tepelná kapacita $3,89 \cdot 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$; tepelná vodivost $0,546 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Výsledek: Teplé mléko se ochladí na 35°C a potřebná velikost teplosměnné plochy je $7,1 \text{ m}^2$

U12-11 Glycerinové páry jsou kondenzovány za sníženého tlaku uvnitř měděných trubek o vnějším průměru 20 mm a tloušťce stěny 1 mm, opatřených na vnějším povrchu radiálními kruhovými žebry konstantního průřezu zhotovených z měděného plechu 1 mm tlustého. Teplota kondenzace je 180°C. Rozteč žeber je 10 mm, jejich vnější průměr 50 mm. Z popsaných trubek je zhotoven řadový svazek o délce trubek 0,5 m s šesti řadami po pěti trubkách. Trubky jsou umístěny v plášti obdélníkového průřezu o rozměrech 0,5×0,3 m. Uspořádání trubek ve svazku je čtvercové, rozteč mezi trubkami 60 mm, vzdálenost mezi krajními žebry na trubce a pláštěm je 5 mm. Jako chladicí médium je používán vzduch o tlaku 98 kPa a vstupní teplotě 20°C, který proudí kolmo na osy trubek a je vháněn do výměníku v takovém množství, že jeho rychlost vztažená na celý průřez pláště je na vstupu 2 m s⁻¹. Vypočtěte výkonnost výměníku v kg zkondenzovaných glycerinových par za hodinu, můžete-li předpokládat, že na straně glycerinové páry je koeficient přestupu tepla 5000 W m⁻² K⁻¹ a měrná výparná entalpie glycerinu 9,3.10⁵ J kg⁻¹. Výsledky výpočtu srovnajte s výsledky úlohy U11-32. Dále vypočtěte výstupní teplotu ohřátého vzduchu.

Výsledek: Výstupní teplota vzduchu je 94,4°C a výkonnost výměníku 0,028 kg s⁻¹ zkondenzovaných par glycerinu, tedy pro stejnou délku trubek 2,8 krát více než za podmínek úlohy U11-32.

U12-12 V kaloriferu sušárny se ohřívá 5 kg s⁻¹ vzduchu o tlaku 98 kPa a teplotě 20°C. Teplosměnná plocha kaloriferu je vytvořena z ocelových trubek o vnějším průměru 38 mm a tloušťce stěny 2,5 mm opatřených radiálními kruhovými žebry z ocelového plechu 1 mm tlustého. Vnější průměr žeber je 60 mm, vzdálenost mezi středy žeber 15 mm. Trubky jsou dlouhé 915 mm, vzdálenost mezi stěnou pláště a krajním žebrem na trubce je 15 mm. Trubky jsou uspořádány v řadový svazek, který má rozteč v obou směrech 100 mm, 20 řad trubek ve směru proudění plynu a 10 trubek v každé řadě. Svazek je umístěn v plášti obdélníkového průřezu o rozměrech 915×1100 mm. Vzduch protéká mezitrubkovým prostorem kolmo na osy trubek, uvnitř trubek kondenzuje pára o tlaku 0,7 MPa. Jaká bude výstupní teplota vzduchu, lze-li předpokládat, že koeficient přestupu tepla uvnitř trubek je 10⁴ W m⁻² K⁻¹.

Výsledek: Výstupní teplota vzduchu bude 90°C

U-12-13 Vypočtěte délku trubkového svazku v protiproudém svazkovém výměníku, ve kterém se chladí 0,004 m³ s⁻¹ methanolu z 65°C na 25°C (objem je měřen při 25°C). Chladicí voda vstupuje při 19°C a protéká mezitrubkovým prostorem rychlostí 0,6 m s⁻¹. Svazek se skládá z 25 ocelových trubek o vnějším průměru 20 mm a vnitřním průměru 16 mm, uzavřených v plášti tvořeném trubkou o vnitřním průměru 200 mm.

Výsledek: Potřebná délka svazku je 12,4 m. Výměník by bylo třeba rozdělit na dvě až tři sériově spojené sekce.

U12-14 Tetrachlormethan užívaný k extrakci tuku z výlisků olejnatých semen se před vstupem do extraktoru musí ohřát z teploty 35°C na 65°C. Tetrachlormethan protéká vnitřní trubkou vodorovného výměníku „trubka v trubce“ hmotnostním průtokem 0,17 kg s⁻¹. Jako topné médium slouží odpadní kondenzát, který vtéká do mezitrubkového prostoru výměníku s teplotou 98°C a ochlazuje se na 62°C. Vypočtete potřebnou délku výměníku, je-li zhotoven z ocelového pláště o vnějším průměru 38 mm a tloušťce stěny 2,5 mm a mosazné vnitřní trubky o vnějším průměru 22 mm a tloušťce stěny 1 mm.

Výsledek: Výměník by musel být 13,5 m dlouhý, musel by být rozdělen na tři sekce.

U12-15 Protiproudý výměník „trubka v trubce“ má být sestaven z šestimetrových článků zapojených do série. Články jsou zhotoveny z ocelových trubek o tloušťce stěny 3 mm. Vnitřní průměr pláště článku je 51 mm, vnější průměr vnitřní trubky je 32 mm. Vnitřní trubkou má protékat solný roztok hmotnostním průtokem 1,1 kg s⁻¹. Jeho počáteční teplota je 15°C, předpokládaná počáteční a konečná teplota vody, která protéká mezitrubkovým prostorem je 105°C a 35°C. Střední rychlost vody byla zvolena 1,1 m s⁻¹. Vypočtete počet potřebných článků a výstupní teplotu solného roztoku za předpokladu, že 3% z tepla odevzdaného vodou se spotřebují na uhrazení ztrát do okolí a zbytek přejde do solného roztoku. Solný roztok má tyto fyzikální vlastnosti: hustota 1200 kg m⁻³; měrná tepelná kapacita 3,4.10³ J kg⁻¹ K⁻¹; tepelná vodivost 0,4 W m⁻¹ K⁻¹; viskozita 1,16.10⁻³ Pa s.

Výsledek: Výstupní teplota solného roztoku bude 79,3°C, délka výměníku vychází 45 m, je tedy třeba s přiměřenou rezervou použít osmi článků.

U12-16 Do protiproudého kondenzátoru se přivádí pára čistého ethanolu při teplotě 78 °C. Veškerá pára zkondenzuje a kondenzát se ochladí na 20°C. Do kondenzátoru se přivádí 0,28 kg s⁻¹ chladicí vody, která se ohřeje z 10°C na 65°C. Koeficient prostupu tepla při kondenzaci je 1400 W m⁻² K⁻¹; při chlazení 230 W m⁻² K⁻¹. Vypočtete výkon výměníku, vyjádřený v kilogramech kondenzátu za hodinu a velikost teplosměnné plochy. (Předpoládejte, že výměník si lze pro výpočet představit rozdělený na dvě části, v jedné probíhá pouze kondenzace a ve druhé pouze chlazení kondenzátu.)

Výsledek: Zkondenzuje 223 kg h⁻¹ ethanolu a potřebná teplosměnná plocha je 2,74 m²

U12-17 V chladiči kondenzuje 1 kg s⁻¹ rtuťových par při normálním tlaku. Trubkami protéká chladicí voda, jejíž vstupní teplota je 20°C a výstupní 50°C. Zjistěte jak se změní množství zkondenzovaných rtuťových par a koncová teplota chladicí vody, zvětšíme-li její hmotnostní průtok 1,2 krát. Teplota kondenzace rtuti je 357 °C, její měrná kondenzační entalpie je 2,96.10⁵ J kg⁻¹. Předpokládejte, že

a) režim toku chladicí vody v trubkách je turbulentní a platí rovnice (11-24)

b) tepelný odpor na straně kondenzující páry a tepelný odpor stěny trubky jsou proti odporu na straně chladicí vody zanedbatelné.

c) fyzikální vlastnosti médií se při uvedené změně podmínek významně nezmění

Výsledek: Výstupní teplota vody se sníží o 1,1 K, množství kondenzátu vzroste na $1,16 \text{ kg s}^{-1}$

U12-18 V protiproudém výměníku se chladí $0,3 \text{ kg s}^{-1}$ glycerinu z 90°C na 20°C chladicí vodou, (vstupní teplota 15°C , výstupní 35°C). Stanovte spotřebu chladicí vody a potřebnou velikost teplosměnné plochy výměníku, je-li závislost koeficientu prostupu tepla k ve výměníku na teplotě glycerinu t_A dána tabulkou 12-1. (Předpokládejte, že měrné tepelné kapacity proudů závisí na teplotě nepříliš výrazně, takže lze pro obě tekutiny pro celý výpočet použít jedinou střední hodnotu). [Návod na řešení programem Polymath - aproximujte závislost k na teplotě polynomem druhého stupně a řešte numericky diferenciální rovnici (12-30)]

Tabulka 12-1 Závislost koeficientu prostupu tepla na teplotě

$t_A / ^\circ\text{C}$	20	30	40	50	60	70	80	90
$k / \text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	600	690	800	910	1040	1160	1290	1440

Výsledek: Spotřeba chladicí vody bude $0,635 \text{ kg s}^{-1}$, velikost teplosměnné plochy $3,5 \text{ m}^2$ při výpočtu lichoběžníkovým pravidlem a $3,24 \text{ m}^2$ programem Polymath.

U12-19 Vypočítejte potřebnou velikost teplosměnné plochy výměníku, ve kterém se protiproudě chladí absorpční olej z teploty 100°C na teplotu 25°C tímž olejem, vstupujícím do výměníku při teplotě 20°C . Hmotnostní průtok oleje je $0,9 \text{ kg s}^{-1}$; měrná tepelná kapacita $1,7 \cdot 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$. Oba údaje jsou shodné pro zahřívání i chlazení oleje. Závislost koeficientu prostupu tepla k na teplotě horkého oleje t_A je v tabulce 12-2. [Návod k řešení programem Polymath - proložte integrand v rovnici (12-32) splajnem a ten integrujte v programu zabudovanou integrační procedurou]

Tabulka 12-2 Závislost koeficientu prostupu tepla na teplotě

$t_A / ^\circ\text{C}$	25	30	35	40	60	80	100
$k / \text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$	141	198	242	265	295	302	305

Výsledek: Teplosměnná plocha musí mít velikost 85 m^2

U12-20 Při pokusném stanovení koeficientu prostupu tepla v nádobě s míchadlem byl v autoklávu ochlazován anilin z teploty 80°C na 30°C vodou vstupující do chladicího hadu o velikosti teplosměnné plochy 7 m^2 při teplotě 10°C . Vypočítejte střední hodnotu koeficientu prostupu tepla, víte-li, že 3 m^3 anilinu (objem měřen při teplotě 20°C) se ochladilo za 45 minut a hmotnostní průtok chladicí vody byl $2,5 \text{ kg s}^{-1}$.

Výsledek: Střední koeficient prostupu tepla byl při pokusu $5,1 \cdot 10^2 \text{ W m}^{-2} \text{K}^{-1}$

U12-21 V nádrži s míchadlem, která obsahuje 5000 kg roztoku organického barviva je umístěn chladicí had o teplosměnné ploše 10 m^2 . Roztok, jehož měrná tepelná kapacita je $3,8 \cdot 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ se má ochladit z 90°C na 30°C chladicí vodou, která vstupuje do zařízení při 15°C hmotnostním průtokem $2,5 \text{ kg s}^{-1}$. Určete dobu potřebnou k ochlazení a celkovou spotřebu chladicí vody, je-li střední hodnota koeficientu prostupu tepla během chlazení $1200 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

Výsledek: Doba potřebná k ochlazení vsádky je 1,19 h a celková spotřeba vody 10,7 tuny

U12-22 Vypočítejte dobu potřebnou k ochlazení 900 kg nitrobenzenu z teploty 100°C na 20°C , chladí-li se v zařízení popsaném v úlohách *U11-15*, *U11-17* a *U11-29* za podmínek v těchto úlohách uvedených, znáte-li navíc rozměry $D_h = 600 \text{ mm}$, $L = 1000 \text{ mm}$, $t = 50 \text{ mm}$ a víte-li, že chladicí voda vstupuje do zařízení při teplotě 10°C . Symboly jsou vysvětleny na obr. 11-5. Vypočítejte také spotřebu chladicí vody.

Výsledek: Doba potřebná k chlazení je 0,54 h, spotřeba chladicí vody 974 kg

U12-23 V kotli opatřeném lopatkovým míchadlem a parním pláštěm je třeba ohřát 1 m^3 n-butanolu z 20°C na 60°C . (Objem butanolu měřen při 20°C). Tlak topné páry je $0,12 \text{ MPa}$, frekvence otáčení míchadla je 3 s^{-1} . Vypočítejte dobu potřebnou k ohřátí vsádky, můžete-li předpokládat, že tepelný odpor na straně kondenzující páry a odpor stěny nádoby lze zanedbat. Kotel má rovné dno, je opatřen čtyřmi narážkami a rozměry zařízení jsou: $D = 1 \text{ m}$; $d = 0,4 \text{ m}$; $h = 0,25 \text{ m}$; $b = 0,1 \text{ m}$. Význam symbolů je na obr. 11-5. Při výpočtu berte v úvahu, že nádoba s rovným dnem nemůže být opatřena parním pláštěm na dně.

Výsledek: Doba potřebná k ohřátí vsádky je 257 s.

U12-24 Odvoďte vztah pro výpočet tepelného toku teplosměnnou plochou výměníku o velikosti $A \text{ m}^2$, je-li rozdíl teplot mezi teplou a studenou tekutinou na jednom konci výměníku roven Δt_1 a na druhém konci Δt_2 . Přitom koeficient prostupu tepla je lineární funkcí teploty některé z obou tekutin a měrné tepelné kapacity obou tekutin můžeme považovat za konstantní.

Výsledek: Je-li k_1 koeficient prostupu tepla na tom konci výměníku, kde je teplotní hybná síla Δt_1 (obdobně k_2 , Δt_2), platí

$$\dot{Q} = (k_2 \Delta t_1 - k_1 \Delta t_2) / \ln[(k_2 \Delta t_1) / (k_1 \Delta t_2)]$$

Literatura

[H1] Holeček O.: Chemicko-inženýrské tabulky, skriptum VŠCHT Praha 1997

[H2] Heat Exchanger Design Handbook, Washington D.C., Hemisphere Publishing Company, 1984

[K1] Kays W.M., London A.L.: Compact Heat Exchangers, New York, McGraw-Hill Book Co., 1984

[S1] Stehlík P., Kohoutek J., Němčanský J.: Tepelné pochody, skriptum VUT Brno, 1991