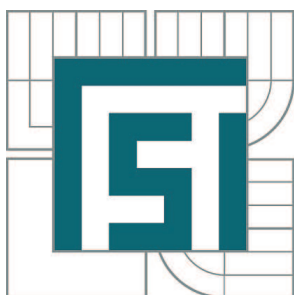


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TEPLOTECHNICKÝ VÝPOČET TRUBKOVÉHO CHLADIČE VZDUCHU

THERMAL CALCULATION OF SHELL-AND-TUBE AIR COOLER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PETR WINTER

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MICHAL JAROŠ, Dr.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Winter

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Teplototechnický výpočet trubkového chladiče vzduchu

v anglickém jazyce:

Thermal calculation of shell-and-tube air cooler

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tepelné výměníky jsou častou součástí strojních zařízení i technologických sestav průmyslových celků, třebaže se zde mnohdy vyskytují pod jinými názvy (chladič, ohřívač, rekuperátor apod.). Jejich tepelný a hydraulický výpočet patří k základním úlohám aplikované termomechaniky, resp. hydromechaniky. Třebaže tyto postupy jsou víceméně standardní, jejich rutinní zvládnutí není zcela jednoduché a vyžaduje celou řadu speciálních znalostí v uvedených oborech.

Cíle bakalářské práce:

Zpracujte metodiku tepelného a hydraulického výpočtu trubkového chladiče vzduch-vzduch, určeného pro chladicí systém elektromotoru o velkém výkonu s uzavřeným vnitřním okruhem a otevřeným vnějším okruhem. Proved'te výpočet konkrétního provedení chladiče a navrh'něte možné způsoby jeho optimalizace. Formulujte závěry a doporučení pro konstrukci.

Seznam odborné literatury:

Pavelek, M. a kol.: Termomechanika. Skripta FSI VUT. Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2003.

Jícha, M.: Přenos tepla a látky. Skripta FSI VUT. Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2001.

Incropera, F. P., De Witt, D. P.: Fundamentals of heat and mass transfer. 3rd. ed. John Wiley & Sons, New York, 1990.

Kakaç, S., Liu, H.: Heat exchangers : selection, rating, and thermal design. CRC Press, Boca Raton (Florida, USA), 1998.

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 18.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt:

Bakalářská práce se zabývá teplotnickým výpočtem trubkového chladiče vzduchu - vzduch, určeného pro chladicí systém elektromotoru. S uzavřeným vnitřním okruhem a otevřeným vnějším okruhem. Práce obsahuje výpočet konkrétního provedení chladiče . Formuluje závěry a doporučení pro konstrukci.

Abstract:

Bachelor´s thesis deals with the thermal calculation of shell-and-tube air cooler – air for cooler system of electromotor. It includes inner circle and open outer circle. The bachelor´s thesis contains concrete calculation of cooler realization. It formulates conclusions and tips for design.

Klíčová slova:

Chladič, efektivnost, metoda ϵ - NTU

Key words:

Cooler, The Effectiveness- NTU Method

Bibliografická citace mé práce:

WINTER, P. Teplototechnický výpočet trubkového chladiče vzduchu. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 28 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Michal Jaroš, Dr..

Čestné prohlášení:

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce doc. Ing. Michala Jaroše, Dr.

V Brně dne 1.5. 2011

.....
Petr Winter

Poděkování:

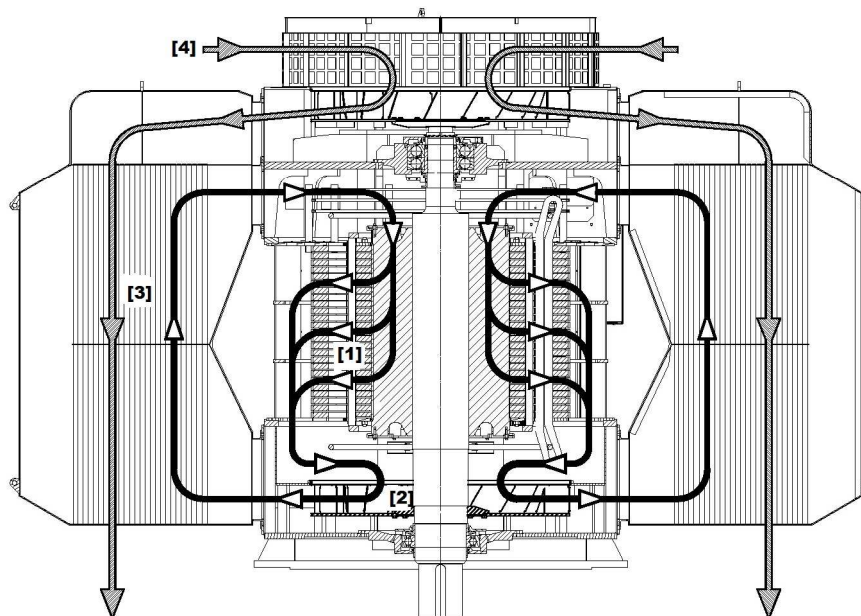
Za cenné rady a připomínky děkuji doc. Ing. Michalu Jarošovi, Dr. a panu Ing. Zdeňku Kupcovi z firmy Siemens.

Obsah

Úvod.....	8
1 Základní pojmy přenosu tepla	9
1.1 Konduktce	9
1.1 Fourierův zákon	9
1.2. Tepelná vodivost	9
1.3. Vedení tepla ve válcové stěně trubky	10
2. Konvektivní přenos tepla a látky	11
2.1. Newtonův ochlazovací zákon	11
2.2. Mezní vrstvy	11
2.3. Přestup tepla při nucené konvekci na rovinné desce	11
2.4 Přenos tepla při nucené konvekci v potrubí	12
2.5. Výpočet součinitele tření	12
3. Proudění a přestup tepla při příčně obtékaném válci.....	13
3.1. Proudění tekutiny okolo válce	13
3.2. Přestup tepla na příčně obtékaném válci	13
3.3. Přestup tepla na příčně obtékaném svazku trubek	14
3.3.1. Vliv počtu řad trubek na přestup tepla při příčně obtékaném válci ..	15
4. Metody výpočtů tepelných výměníků	17
5. Aplikace výpočtu trubkového chladiče vzduchu	18
5.1. Vnější obtékání svazku trubek	20
5.1.1. Výpočet maximální rychlosti	20
5.1.2. Výpočet Reynoldsova kritéria	20
5.1.3. Výpočet Nusseltova kritéria	20
5.1.4. Výpočet střední hodnoty součinitele přestupu tepla	20
5.2. Vnitřní proudění trubkou	22
5.2.1. Výpočet Reynoldsova kritéria	22
5.2.2. Výpočet Nusseltova kritéria	22
5.2.3. Výpočet střední hodnoty součinitele přestupu tepla	22
5.3. Výpočet výkonu výměníku metodou „ ϵ - NTU”	23
5.3.1. Výpočet toku tepelných kapacit	23
5.3.2. Výpočet poměru tepelných kapacit C_r	23
5.3.3. Výpočet maximálního tepelného výkonu	23
5.3.4. Výpočet součinitel prostupu tepla	23
5.3.5. Výpočet efektivnosti „ ϵ ”	24
5.3.6. Výpočet „NTU”	24
5.3.7. Výpočet délky trubky	24
5.4. Výpočet tlakové ztráty při vnějším obtékání svazku trubek	25
5.5. Výpočet takové ztráty při vnitřním proudění trubkou	25
6. Doporučení pro konstrukci	26
7. Seznam použitých zdrojů	27
8. Seznam použitých symbolů	28

Úvod

Trubkový chladič vzduch - vzduch je nejjednodušší variantou chlazení elektromotoru s uzavřeným vnitřním okruhem. Vnitřním okruhem proudí vzduch přes rotorové a statorové vinutí [1] elektromotoru, kde odebírá teplo. Takto ohřátý vzduch proudí přes ventilátor vnitřního okruhu [2] do trubkového chladiče [3]. Zde se trubkový svazek ochlazuje vnějším otevřeným okruhem [4]. V chladiči proudí teplý vzduch v opačném směru než chladicí vzduch, jedná se tedy o uspořádání protiproud.



Cirkulace vzduchu v elektromotoru

Základní pojmy přenosu tepla

Přenos tepla řeší otázku zda lze přenést požadované množství tepla do nebo ze soustavy a zda lze přenos realizovat na konečné ploše a v reálném čase. Základními mechanismy přenosu tepla jsou:

1. Kondukce (vedení)
2. Konvekce (proudění)
3. Radiace (záření)

1. Kondukce

Podstatou je molekulární nebo atomová činnost, je to přenos energie od více energetických k méně energetickým částicím, tj. atomů u tuhých látek, molekul u plynů. Vyšší teplota charakterizuje vyšší energii částice. Podstatou přenosu tepla je teplotní gradient, přenos probíhá ve směru klesající teploty. U kapalin se k výše uvedenému připojuje také tepelná difúze, což je náhodný pohyb molekul z oblasti vyšší energie do oblasti nižší energie. U tuhých látek je přenos energie realizován volným pohybem atomů v krystalické mřížce u nevodivců. U vodičů se k tomuto mechanismu připojuje také postupný pohyb volných elektronů.

1.1 Fourierův zákon

Je základem pro vedení tepla a zní:

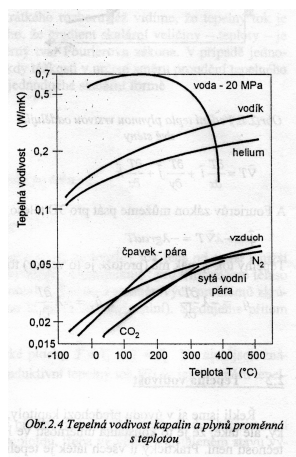
„ Měrný tepelný tok q [W/m^2] přenášený vedením v nějaké látce je přímo úměrný teplotnímu gradientu a má opačné znaménko než jeho gradient.

$$\dot{q} = \frac{Q}{S} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad [W / m^2] \quad (1.1)$$

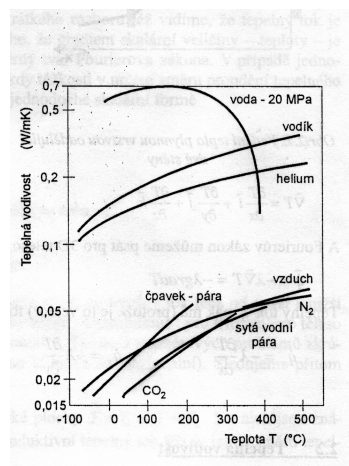
λ ... součinitel tepelné vodivosti (W/mK)

1.2. Tepelná vodivost

Je to fyzikální vlastnost látky. Tepelná vodivost je funkcí teploty (pro homogení látky). Čím větší tepelnou vodivost těleso má, tím menší odpor klade proti přenosu tepla. Číselná hodnota tepelné vodivosti říká, že prochází-li tepelný tok vrstvou látky 1m a teplotní spád je 1K, projde touto vrstvou právě takový tepelný tok Q [W], jaká je číselná hodnota tepelné vodivosti λ . Velikost tepelné vodivosti se mění s teplotou.



obr. 1



obr.2

1.3. Vedení tepla ve válcové stěně trubky

Při výpočtu trubkového chladiče vzduch-vzduch řešíme vedení tepla ve válcové stěně trubky. Integrovaný tvar Fourierova zákona pro jednoduchou válcovou stěnu lze zapsat ve tvaru:

$$q = \frac{T_i - T_o}{R} \quad (1.2.)$$

kde

T_i teplota vnitřního povrchu trubky

T_o teplota vnějšího povrchu trubky

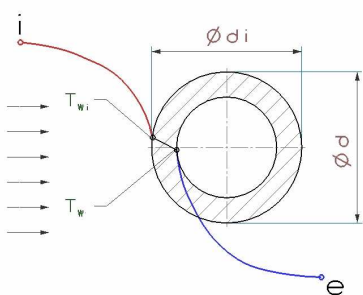
R tepelný odpor stěny trubky, je dán vztahem:

$$R = \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi L \lambda} \quad (1.3.)$$

po dosazení do vztahu (1.2) dostaneme:

$$q = \frac{T_i - T_o}{\frac{1}{2\pi \cdot L \cdot \lambda} \ln \frac{r_o}{r_i}} \quad (1.4.)$$

kde



λ součinitel tepelné vodivosti (W/m.K)

L délka trubky (m)

2. Konvektivní přenos tepla a látky

Konvekce je složena ze dvou mechanismů:

a, Náhodný pohyb molekul = difúze.

b, Objemový makroskopický pohyb tekutiny = advekce.

Podle povahy proudění konvekcí dále dělíme na:

a, Nucenou

b, Přirozenou

c, Kombinovanou- vzniká je-li rychlost proudění nízká a teplota např. horizontálního povrchu vysoká oproti teplotě tekutiny. Dochází k sekundárnímu proudění kolmému na hlavní směr proudění.

2.1. Newtonův ochlazovací zákon

Popisuje přenos tepla povrchem ochlazovaného tělesa obtékaného tekutinou.

$$\dot{q} = \alpha(T_w - T_\infty) [W / m^2] \quad (2.1)$$

α lokální součinitel přestupu tepla

T_∞ teplota přitékající tekutiny

T_w teplota povrchu tělesa

2.2. Mezní vrstvy

Hydrodynamická mezní vrstva- Tenká vrstva přiléhající k povrchu. Existují zde nenulové gradienty rychlosti ve směru kolmém na hlavní směr proudění, to způsobuje smyková napětí. Mezní vrstva má významný vliv na velikost součinitele tření, při vnitřním proudění tekutiny trubkou u turbulentního proudění. Součinitel tření je důležitý pro výpočet tlakové ztráty.

2.3. Přestup tepla při nucené konvekci na rovinné desce

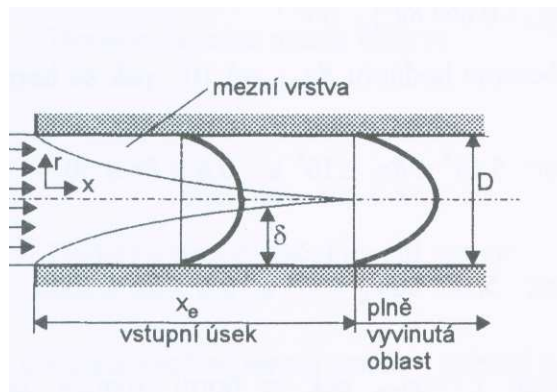
Cílem je zjištění tepelného toku a toku látky od a z povrchu při vnějším proudění při obtékání povrchu vnějším proudem tekutiny. Hlavním úkolem je získání součinitele přestupu tepla α a součinitele přestupu látky β . Tyto součinitele lze získat experimentálně nebo teoreticky, přestup je popsán kritériální rovnicí:

$$Nu_L = C.Re_L^m . Pr^n \quad (2.2)$$

2.4 Přenos tepla při nucené konvekci v potrubí

Rozlišujeme dvě oblasti při proudění v potrubí:

- Vstupní úsek
- plně vyvinutý režim



obr.3

Délka vstupního úseku závisí na Reynoldsově čísle Re_D tj. $Re_D = \frac{\rho \bar{u} D}{\mu}$, kde D je

vnitřní průměr potrubí a \bar{u} je střední rychlost určená z objemového průtoku. Hraniční hodnotu pro přechod laminární - turbulentní proudění udává Reynoldsovo číslo. Pro ideální tekutinu je mezní hodnota $Re=2300$.

2.5. Výpočet součinitele tření

Součinitel tření je důležitou hodnotou pro výpočet tlakové ztráty v potrubí. Tlaková ztráta je důležitou hodnotou pro určení potřebného výkonu čerpadla nebo ventilátoru. Pro proudění v potrubí platí následující vztah:

$$f = \frac{-\frac{dp}{dx}}{\frac{\rho \bar{u}^2}{2}} \quad (2.3)$$

Pro plně vyvinuté laminární proudění v kruhovém potrubí platí:

$$f = \frac{64}{Re_D}$$

Pro plně vyvinuté laminární proudění mezi paralelními deskami platí:

$$f = \frac{96}{Re_D}$$

Pro plně vyvinuté turbulentní proudění v kruhovém potrubí platí:

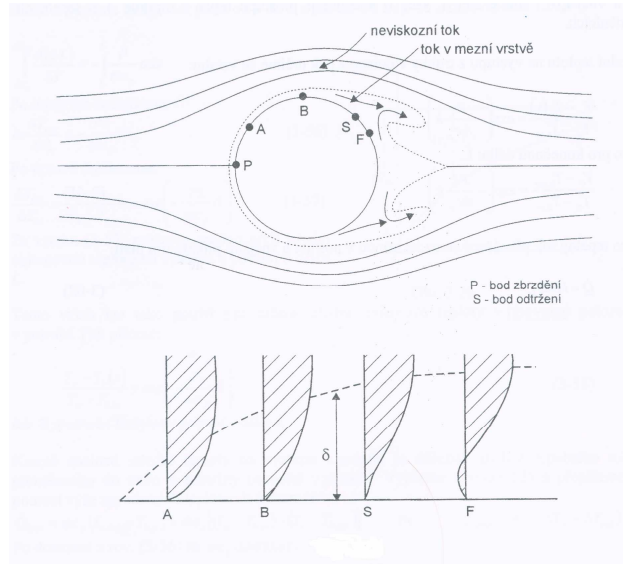
$$f = \frac{0,316}{Re_D^{0,25}} \text{ pro } Re_D \leq 2 \cdot 10^4$$

$$f = \frac{0,184}{Re_D^{0,2}} \text{ pro } Re_D \geq 2 \cdot 10^4$$

3. Proudění a přestup tepla při příčně obtékaném válci

3.1. Proudění tekutiny okolo válce

Vzniká zde nenulový tlakový gradient, to má vliv na vývoj mezní vrstvy. Dochází-li k poklesu tlaku, tekutina je urychlována, vzrůstá-li tlak rychlost tekutiny klesá. Tekutina je na přední náběžné straně válce urychlována a na zadní části válce zpomalována. Na náběžné straně válce tlak klesá a na zadní straně vzrůstá.



obr.4

3.2. Přestup tepla na příčně obtékaném válci

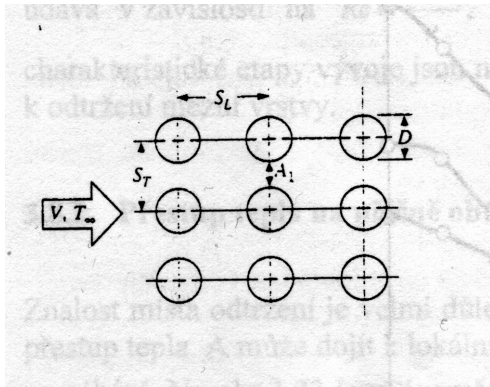
V místě odtržení proudu výrazně klesá přestup tepla. To znamená, že může dojít k lokálnímu přehřátí daného povrchu. Pro výpočet užíváme vztah dle Žukauskase:

$$Nu_d = C \cdot Re_d^m \cdot Pr^n \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{1/4} \quad (3.1)$$

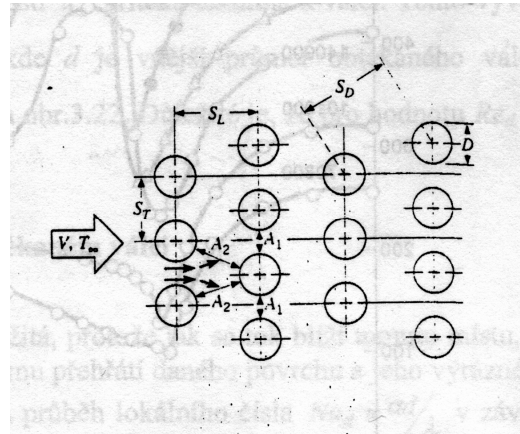
Jednotlivé parametry se určují při teplotě okolního prostředí T_∞ , pouze hodnota Pr_w se určuje při teplotě obtékaného povrchu.

3.3. Přestup tepla na příčně obtékaném svazku trubek

Je to paralelní uspořádání válců (trubek), které jsou ohřívány nebo sami vyhřívají tekutinu. Používají se dvě uspořádání v příčném proudu tekutiny, t.j. zákryt a šachovnice.



obr.4a
Uspořádání trubek v zákrytu



obr.4b
Uspořádání trubek do šachovnice

Přestup tepla se koreluje podle Žukauskase.

$$\overline{Nu}_d = C \cdot Re_{d,\max}^m \cdot Pr^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{1/4} \quad (3.2)$$

rovnice platí za těchto podmínek:

$$N_L \geq 20$$

$$0,7 < Pr < 500$$

$$1000 < Re_{d,\max} < 2 \cdot 10^6$$

$Re_{d,\max}$ je definováno vztahem:

$$Re_{d,\max} = \frac{\rho V_{\max} d}{\mu} \quad (3.3)$$

V_{\max} maximální střední rychlost vypočtená v nejužším příčném průřezu svazku trubek

t.j. A1, A2. V závislosti na uspořádání trubek. Pro zákryt platí vztah $V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - d} V$,

kde V je rychlost přitékající tekutiny do svazku. Konstantu C a exponentu m volíme z tabulky 3.2. Všechny fyzikální vlastnosti rovnice jsou určovány při aritmetickém průměru teplot tekutiny na vstupu a výstupu z trubkového svazku. Vyjímkou je hodnota Pr_w , která se určuje při teplotě povrchu trubek pro počet trubek $N < 20$ je nutno užít korekční součinitel C_2 tab. 3.3.

Tab.3.2. Hodnoty konstanty C a exponentu m v rov.(3-66).

Uspořádání	$Re_{d,max}$	C	m
Zákryt	$10-10^2$	0.80	0.40
Šachovnicově	$10-10^2$	0.90	0.40
Zákryt	10^2-10^3	Řeší se jako jednotlivý izolovaný válec	
Šachovnicově	10^2-10^3	Řeší se jako jednotlivý izolovaný válec	
Zákryt	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
$S_T/S_L > 0.7$) ^a			
Šachovnicově	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{0.2}$	0.60
$S_T/S_L < 0.7$			
Šachovnicově	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
$S_T/S_L > 0.7$			
Zákryt	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Šachovnicově	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

)^a Pro $S_T/S_L < 0.7$ je přenos tepla neúčinný a uspořádání v zákrytu by nemělo být použito

tab 3.2.

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Zákryt	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Šachovnicově	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

tab 3.3.

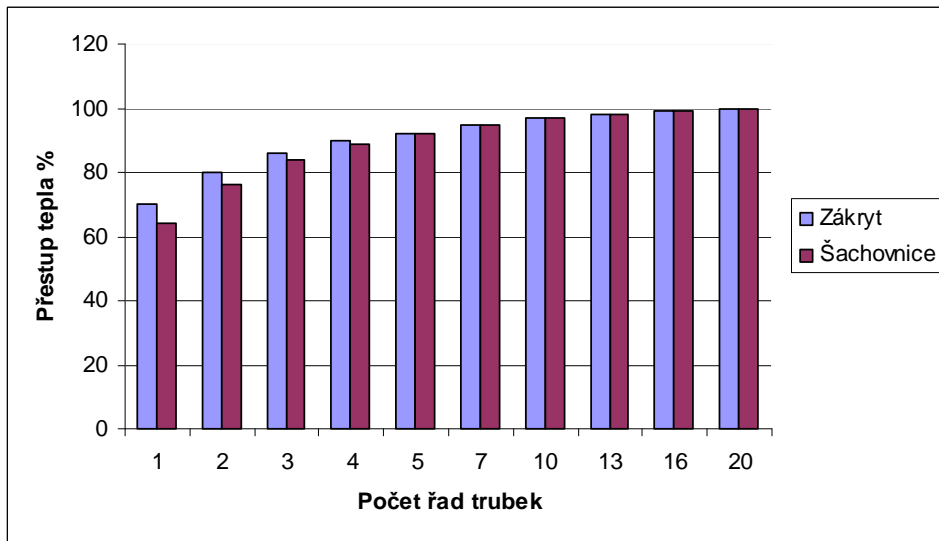
3.3.1. Vliv počtu řad trubek na přestup tepla při příčně obtékaném válci

Je-li počet řad trubek ve směru proudění tekutiny menší než 20, pak je nutné provést korekci součinitelem C_2 viz tabulka 3.3. Rovnice (3.2.) má poté tvar:

$$\overline{Nu}_d = C_1 \times C \cdot Re_{d,max}^m \cdot Pr^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{1/4}$$

Z grafu 3.1. je patrné, snižování účinnosti v závislosti na počtu řad trubek. Sníží-li se počet řad trubek na jednu řadu klesne účinnost přestupu tepla na 64% pro šachovnicové uspořádání a na 70% pro uspořádání v zákrytu. Z tohoto důvodu je vhodné volit nejmenší počet řad trubek větší než 20.

Přestup tepla v závislosti na počtu řad trubek



graf 3.1.

Výpočet tepelného toku

Používá se střední logaritmický teplotní spád.

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln\left(\frac{T_w - T_{in}}{T_w - T_{out}}\right)} \quad (3.4.)$$

Teplotu tekutiny na výstupu ze svazku určíme ze vztahu:

$$\frac{T_w - T_{out}}{T_w - T_{in}} = \exp\left(\frac{\pi d N \bar{\alpha}}{\rho V N_T S_T c_p}\right) \quad (3.5.)$$

N je celkový počet trubek

N_T je počet trubek v příčné rovině kolmé na směr proudění

Výpočet celkového tepelného toku na jednotkovou délku trubky

$$Q = N(\bar{\alpha}\pi d \Delta T_{\ln})$$

Výpočet tlakové ztráty napříč svazkem trubek

$$\Delta p = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{\max}^2}{2}\right)$$

4. Metody výpočtů tepelných výměníků

Pro výpočet tepelných výměníků jsou používány dvě metody. Metoda používající střední logaritmický spád označována zkratkou **LMTD** (Logarithmic Mean Temperature Difference) a metoda ϵ -NTU. Pro jednotlivé výpočty volíme mezi těmito metodami podle toho, které vstupní parametry máme zadány.

1. Jsou-li zadány vstupní a výstupní teploty tekutin do a z chladiče. Volíme-li typ chladiče a řešíme výpočet potřebné teplosměnnou plochu. Pro tento tzv. návrhový výpočet volíme metodu LMTD.

2. Je-li dán typ výměníku, jeho velikost, vstupní teploty obou látek a jejich hmotnostní toky. Řešíme-li výstupní teploty obou látek, poté užíváme výpočet výkonnosti výměníku ϵ -NTU.

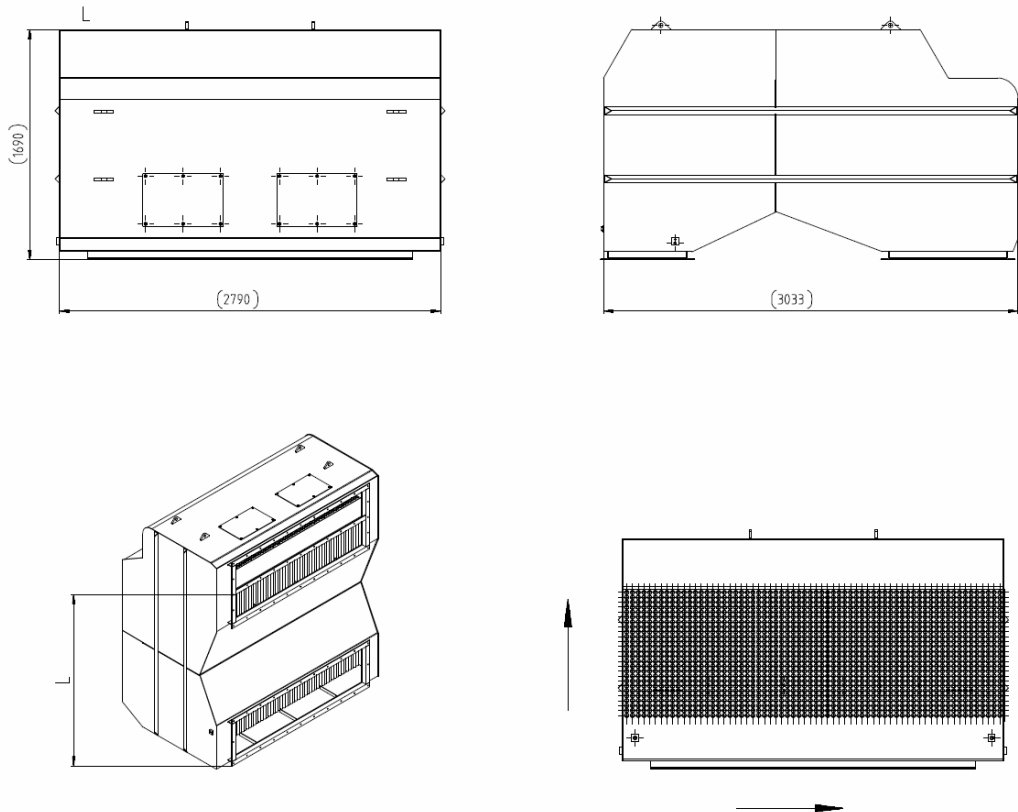
Metody výpočtů tepelných výměníků

Pro výpočet tepelných výměníků jsou používány dvě metody. Metoda používající střední logaritmický spád označována zkratkou **LMTD** (Logarithmic Mean Temperature Difference) a metoda ϵ -NTU. Pro jednotlivé výpočty volíme mezi těmito metodami podle toho, které vstupní parametry máme zadány.

1. Jsou-li zadány vstupní a výstupní teploty tekutin do a z chladiče. Volíme-li typ chladiče a řešíme výpočet potřebné teplosměnnou plochu. Pro tento tzv. návrhový výpočet volíme metodu LMTD.

2. Je-li dán typ výměníku, jeho velikost, vstupní teploty obou látek a jejich hmotnostní toky. Řešíme-li výstupní teploty obou látek, poté užíváme výpočet výkonnosti výměníku ϵ -NTU. Tato metoda je ukázána na praktickém příkladu viz níže.

5. APLIKACE VÝPOČTU TRUBKOVÉHO CHLADIČE VZDUCHU



ZADÁNÍ:

Trubkový chladič vzduch-vzduch, zapojený do chladicího okruhu elektromotoru s chlazením dle IC 611. Jsou zadány následující hodnoty:

Vstupní teplota chladicího vzduchu (vnější okruh)

$$T_{c,i} = 57 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vstupní teplota teplého vzduchu (vnitřní okruh)

$$T_{h,i} = 104 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Výstupní teplota teplého vzduchu (vnitřní okruh)

$$T_{h,o} = 69 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Objemový průtok chladicího vzduchu

$$Q_{v,c} = 8,20 \text{ m}^3/\text{s}$$

Objemový průtok teplého vzduchu

$$Q_{v,h} = 3,91 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ztrátový výkon elektromotoru (pro jeden chladič)

$$q_h = 143 \text{ kW}$$

Vypočtěte tyto hodnoty:

Výstupní teplotu chladicího vzduchu

$$T_{c,o}$$

Délku chladících trubek

$$L$$

Tlakovou ztrátu vnitřního okruhu

$$\Delta p_i$$

Tlakovou ztrátu vnějšího okruhu

$$\Delta p_o$$

Tabulkové hodnoty:

Teplý vzduch

Střední teplota teplého vzduchu ΔT_h

$$\Delta T_h = \frac{T_{h,o} + T_{c,i}}{2} = \frac{(104 + 69)}{2} = 86,5^\circ\text{C}$$

veličina	značka	hodnota	jednotka
Měrná hmotnost	ρ_h	0,942	Kg/m^3
Měrná tepelná kapacita	$C_{p,h}$	1021	J/kg.K
Dynamická viskozita	η_h	$21,57 \cdot 10^{-6}$	N.s/m^2
Kinematická viskozita	ν_h	$22,90 \cdot 10^{-5}$	m^2/s
Tepelná vodivost	λ_h	$30,00 \cdot 10^{-3}$	W/m.K
Prandtlovo číslo	Pr	0,707	-

Chladící vzduch

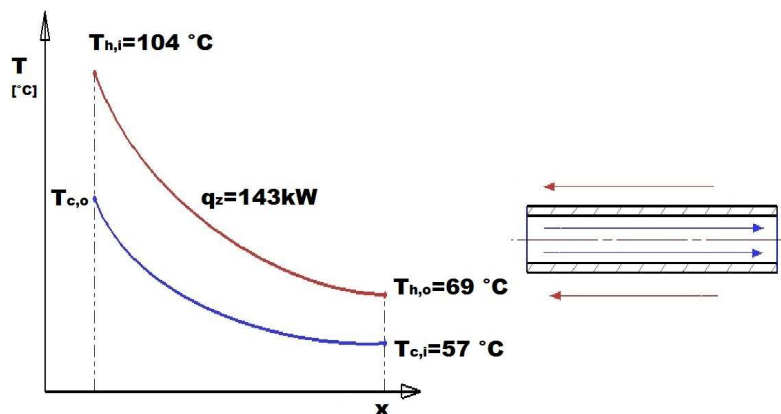
Střední teplota chladícího vzduchu ΔT_c

$$\Delta T_c = \frac{T_{c,o} + T_{c,i}}{2} = \frac{(72 + 57)}{2} = 64,5^\circ\text{C}$$

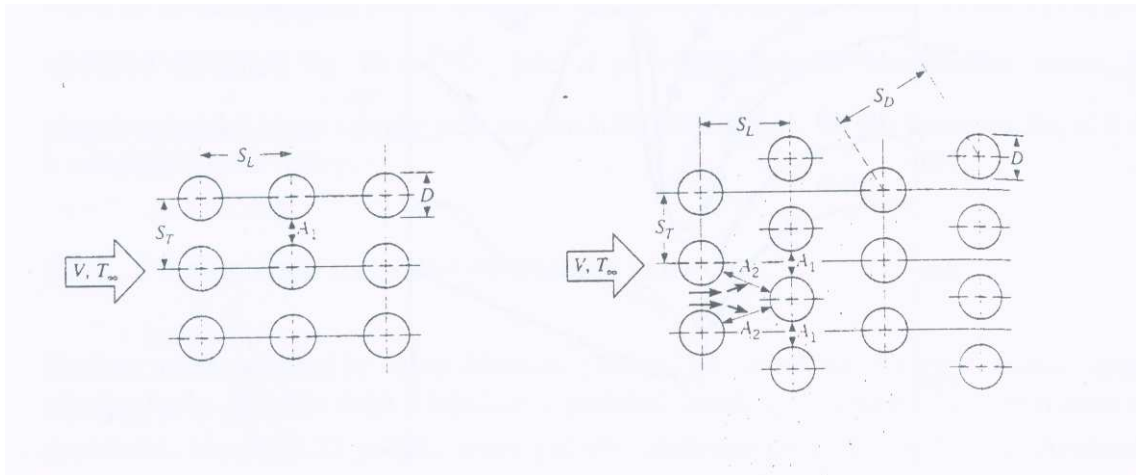
veličina	značka	hodnota	jednotka
Měrná hmotnost	ρ_c	1,025	Kg/m^3
Měrná tepelná kapacita	$C_{p,c}$	1017	J/kg.K
Dynamická viskozita	η_c	$20,10 \cdot 10^{-6}$	N.s/m^2
Kinematická viskozita	ν_c	$19,60 \cdot 10^{-5}$	m^2/s
Tepelná vodivost	λ_c	$28,03 \cdot 10^{-3}$	W/m.K
Prandtlovo číslo	Pr	0,709	-

Výstupní teplotu chladícího vzduchu $T_{c,o}$

$$T_{c,o} = T_{c,i} + \frac{q_h}{m_c \cdot c_{p,c}} = 57^\circ\text{C} + \frac{143 \cdot 10^3}{9,54 \text{ kg/s} \cdot 1013 \text{ J/kg.s}} = \underline{\underline{72^\circ\text{C}}}$$



5.1. VNĚJŠÍ OBTĚKÁNÍ SVAZKU TRUBEK



5.1.1. Výpočet maximální rychlosti

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - d} V = \frac{0,042\text{m}}{(0,045 - 0,03)\text{m}} \cdot 1,125\text{m/s}$$

$$V_{\max} = \underline{\underline{3,94\text{m/s}}}$$

5.1.2. Výpočet Reynoldsova kritéria

$$\text{Re}_{D,\max} = \frac{\rho V_{\max} D}{\eta} = \frac{0,942\text{kg/m}^3 \cdot 3,94\text{m/s} \cdot 0,030\text{m}}{21,57 \cdot 10^{-6}\text{N}\cdot\text{s/m}^2}$$

$$\text{Re}_{D,\max} = \underline{\underline{5162}}$$

5.1.3. Výpočet Nusseltova kritéria

$$\text{Pr}_w = 0,704$$

$$\overline{Nu}_D = C \cdot \text{Re}_{D,\max}^m \cdot \text{Pr}^{0,36} \cdot \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w}\right)^{1/4} = 0,27 \cdot 5162^{0,63} \cdot 0,707^{0,36} \cdot \left(\frac{0,707}{0,704}\right)^{0,25}$$

$$\overline{Nu}_D = \underline{\underline{52,1}}$$

5.1.4. Výpočet střední hodnoty součinitele přestupu tepla

$$h_0 = \overline{Nu}_d \cdot \frac{k}{D} = 121,2 \cdot \frac{25,24 \cdot 10^3\text{W/m}\cdot\text{K}}{0,030\text{m}}$$

$$h_0 = \underline{\underline{102\text{W/m}^2\text{K}}}$$

5.2. VNITŘNÍ PROUDĚNÍ TRUBKOU

Zadáno:

$$d_i = 0,028\text{m}$$

Celkový počet trubek ve svazku

$$N = 1716$$

Objemový průtok svazkem trubek

$$Q_{v,c} = 8,20\text{m}^3/\text{s}$$

Hmotnostní průtok

$$m_c = Q_{v,c} \cdot \rho = 8,20 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 1,025 \text{ kg}/\text{m}^3 = 8,405\text{kg}/\text{s}$$

Součinitel tepelné vodivosti vzduchu

$$\lambda_c = 25,24 \cdot 10^{-3}$$

5.2.1. Výpočet Reynoldsova kritéria

$$Re_d = \frac{4 \cdot \dot{m}_c}{\pi \cdot d_i \cdot \eta \cdot N}$$

$$Re_d = \frac{4 \times 8,405\text{kg} / \text{s}}{\pi \cdot 0,028\text{m} \cdot 20,10 \cdot 10^{-6} \text{N} \cdot \text{s} / \text{m}^2 \cdot 1716} = \underline{\underline{11080}}$$

$Re > 2300$, jedná se o turbulentní proudění.

5.2.2. Výpočet Nusseltova kritéria

Pro plně vyvinuté turbulentní proudění platí:

$$Nu_L = 0,023 \cdot Re_L^{4/5} \cdot Pr^{0,3} = 0,023 \cdot (11080)^{4/5} \cdot 0,713^{0,3}$$

$$Nu_L = \underline{\underline{35,7}}$$

5.2.3. Výpočet střední hodnoty součinitele přestupu tepla

$$h_i = Nu_L \cdot \frac{\lambda}{d_i} = 35,7 \cdot \frac{28,03 \times 10^{-3} \text{W} / \text{mK}}{0,028\text{m}}$$

$$h_i = \underline{\underline{35,7\text{W} / \text{m}^2\text{K}}}$$

5.3. VÝPOČET VÝKONU VÝMĚNÍKU METODOU „ε - NTU“

Efektivnost tepelných výměníků je dána vztahem:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{MAX}} [-]$$

Číslo „NTU“ (Number of Transfer Unit) je dána vztahem:

$$NTU = \frac{U_h \cdot A_h}{C_{MIN}}$$

5.3.1. Výpočet toku tepelných kapacit

Pro chladicí vzduch:

$$C_c = \dot{m}_c \times c_{p,c} = 8,405 \text{ kg} / \text{s} \cdot 1017 \text{ J} / \text{kg} \cdot \text{s}$$

$$C_c = \underline{\underline{8548 \text{ W} / \text{K}}} \rightarrow C_{MAX}$$

$$\dot{m}_c = Q_{V,c} \cdot \rho_c = 8,20 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 1,025 \text{ kg} / \text{m}^3 = 8,405 \text{ kg} / \text{s}$$

Pro teplý vzduch:

$$C_h = \dot{m}_h \times c_{p,h} = 4,40 \text{ kg} / \text{s} \cdot 1013 \text{ J} / \text{kg} \cdot \text{s}$$

$$C_c = \underline{\underline{3760 \text{ W} / \text{K}}} \rightarrow C_{MIN}$$

$$\dot{m}_h = Q_{V,h} \cdot \rho_h = 3,91 \text{ m}^3 / \text{s} \cdot 0,942 \text{ kg} / \text{m}^3 = 3,683 \text{ kg} / \text{s}$$

5.3.2. Výpočet poměru tepelných kapacit Cr

$$Cr = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} = \frac{3760 \text{ W} / \text{K}}{8548 \text{ W} / \text{K}} = \underline{\underline{0,44}}$$

5.3.3. Výpočet maximálního tepelného výkonu

$$\dot{q}_{MAX} = C_{MIN} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) = 3760 \text{ W} / \text{K} \cdot (104 - 57)^\circ \text{C}$$

$$\dot{q}_{MAX} = 176720 \text{ W} = \underline{\underline{176,7 \text{ kW}}}$$

5.3.4. Výpočet součinitel prostupu tepla

$$U_h = \frac{1}{1/h_i + 1/h_o} = \frac{1}{\frac{1}{35,7 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}} + \frac{1}{52,1 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}}}$$

$$U_h = \underline{\underline{21,2 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}}}$$

5.3.5. Výpočet efektivnosti „ ε “

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{MAX}} = \frac{143kW}{176kW} = 0,81$$

5.3.6. Výpočet „NTU“

$$NTU = -\left(\frac{1}{Cr}\right) \ln[Cr \cdot \ln(1 - \varepsilon) + 1]$$

$$NTU = -\left(\frac{1}{0,44}\right) \ln[0,44 \times \ln(1 - 0,81) + 1]$$

$$NTU = \underline{\underline{2,981}}$$

5.3.7. Výpočet délky trubky

$$NTU = \frac{U_h \cdot A_h}{C_{MIN}} \Rightarrow A_h = \frac{NTU \times C_{MIN}}{U_h} = \pi \cdot D_o \cdot N \cdot L$$

$$L = \frac{NTU \times C_{MIN}}{U_h \cdot \pi \cdot D_o \cdot N} = \frac{2,981 \times 3760W / K}{21,2W / m^2 K \cdot \pi \cdot 0,03m \cdot 1716}$$

$$L = \underline{\underline{3,27m}}$$

5.4. VÝPOČET TLAKOVÉ ZTRÁTY PŘI VNĚJŠÍM OBTĚKÁNÍ SVAZKU TRUBEK

Zadáno:

$$Re_{D,MAX} = 5162$$

$$S_T = 0,042m$$

$$S_L = 0,030m$$

$$D_o = 0,030m$$

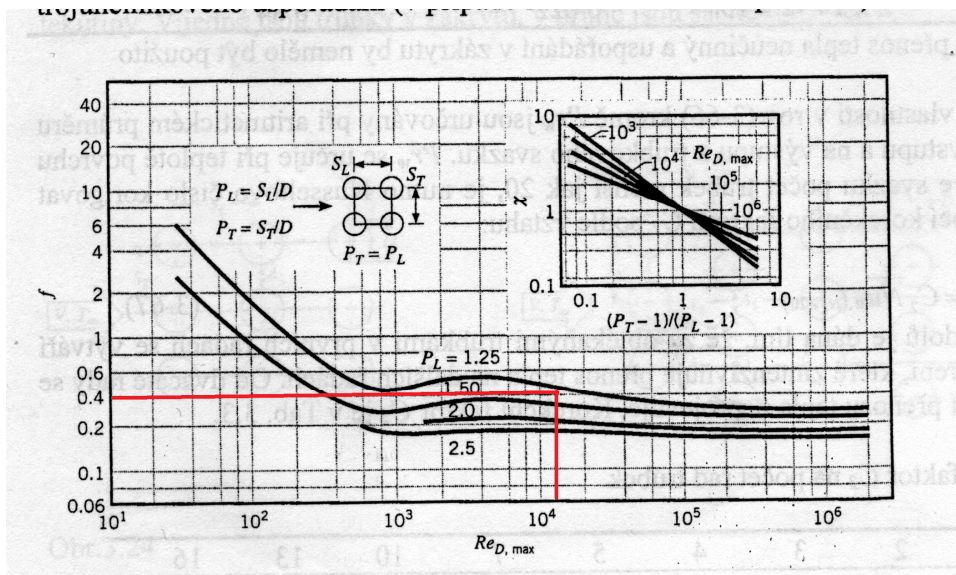
Výpočet hodnot potřebných pro odečtení koeficientů z diagramu:

$$P_L = \frac{S_L}{D_o} = \frac{0,036m}{0,030m} = 1,2$$

$$P_T = \frac{S_T}{D_o} = \frac{0,042m}{0,030m} = 1,4$$

Poměr P_T/P_L

$$\frac{(P_T - 1)}{(P_L - 1)} = \frac{(1,4 - 1)}{(1,2 - 1)} = 2$$



$$\Delta p = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f = 26 \times 0,8 \left(\frac{1,025 kg / m^3 \times (3,94 m / s)^2}{2} \right) 0,40$$

$$\Delta p = \underline{\underline{66,1 Pa}}$$

5.5. VÝPOČET TAKOVÉ ZTRÁTY PŘI VNITŘNÍM PROUDĚNÍ TRUBKOU

Zadáno:

$$\text{Re}_d = 11080$$

$$m_c = 8,405 \text{ kg/s}$$

$$\rho_c = 1,025 \text{ kg/m}^3$$

Celkový počet trubek $N=1716$

Pro tlakovou ztrátu užitíme vztah:

$$-\Delta p = f \frac{\rho_c u_{MAX}^2}{d_o} \times \frac{L}{d_o}$$

5.1 Výpočet střední rychlosti proudění v trubce

$$\bar{u} = \frac{\dot{m}}{\rho_c A} = \frac{\dot{m}}{\rho_c \cdot \pi \cdot d_o^2 \cdot N} = \frac{4 \times 8,405 \text{ kg/s}}{1,025 \text{ kg/m}^3 (0,028 \text{ m})^2 1716}$$

$$\bar{u} = \underline{\underline{24,4 \text{ m/s}}}$$

Pro zjednodušení užitíme vztah pro výpočet maximální rychlosti proudění v trubce. Pro proudění v kruhové trubce platí:

$$\frac{u_{MAX}}{\bar{u}} = 2$$

vyjádříme:

$$u_{MAX} = 2\bar{u} = 2 \times 24,4 \text{ m/s} = \underline{\underline{48,4 \text{ m/s}}}$$

5.2. Výpočet součinitele tření f

pro $\text{Re}_d > 2 \cdot 10^4$ platí vztah:

$$f = 0,316 \times \text{Re}_d^{-1/4} = 0,316 \times 11080^{-0,25}$$

$$f = 0,030$$

5.3. Výpočet tlakové ztráty

$$-\Delta p = f \frac{\rho_c u_{MAX}^2}{d_o} \times \frac{L}{d_o} = 0,030 \frac{1,025 \text{ kg/m}^3 (48,8 \text{ m/s})^2}{2} \times \frac{3,27 \text{ m}}{0,028 \text{ m}}$$

$$-\Delta p = \underline{\underline{4382 \text{ Pa}}}$$

6. DOPORUČENÍ PRO KONSTRUKCI CHLADIČŮ

1. Počet řad trubek ve směru proudění je dobré volit větší než 20, poté není nutná korekce při výpočtu přestupu tepla u vnějšího obtékání svazku trubek.
2. Vhodně zvolit rozmístění trubek. S ohledem na požadované vlastnosti chladiče. Jsou možné dvě varianty uspořádání trubek ve svazku. Zákryt nebo šachovnice. Výhodou zákrytu je menší tlaková ztráta, ale horší přestup tepla. Šachovnice má lepší přestup tepla při obtákání svazku chladicím vzduchem, ale větší tlakovou ztrátu.
3. Vnitřní průměr trubky Do volit v závislosti na rychlosti tak, aby bylo vždy turbulentní proudění. $Re > 10\ 000$.
4. Materiál trubky pro malé tloušťky stěn trubky nehraje roli, tepelná vodivost stěny trubky je zanedbatelná.

7. Seznam použitých zdrojů

- [1] Jícha, Miroslav. Přenos tepla a látky. Skripta FSI VUT.
Akademické nakladatelství CEREM. Brno 2001, ISBN 80-214 2029-4
- [2] Pavelek, Milan. Termomechanika. Skripta FSI VUT.
Akademické nakladatelství CEREM. Brno 2003, ISBN 80-214 2409-5
- [3] Incropera, F.P., De Witt D.P.: Fundamentals of Heat and Mass Transfer.
6rd. ed John Wiley & Sonst, New York 2007, ISBN :0-471-76115-X
- [4] Hak, Josef. Ošlejšek, Oldřich. Výpočet chlazení elektrických strojů
Výzkumný ústav elektrických strojů točivých v Brně, 1973
DT 621.313.001.2

8. Seznam použitých symbolů

ρ	Měrná hmotnost	[Kg/m ³]
c_p	Měrná tepelná kapacita	[J/kg.K]
η	Dynamická viskozita	[N.s/m ²]
ν	Kynematická viskozita	[m ² /s]
λ	Součinitel tepelné vodivosti	[W/m.K]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
N	Celkový počet trubek	[ks]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
C_c, C_h	Toky tepelných kapacit	[J/kg.s]
h_o, h_i	Střední hodnota součinitele prostupu tepla	[W/m ² .K]
U_h	Součinitel prostupu tepla	[W/m ² .K]
A_h	Celková plocha chladičích trubek	[m ²]
ϵ	Efektivnost	[-]
q	Tepelný tok	[W]
q_{MAX}	Maximální tepelný tok	[W]
L	Délka trubek	[m]
N_L	Počet řad trubek ve směru proudění	[-]
f	Součinitel tření	[-]
Δp	Tlaková ztráta	[Pa]
d_i	Vnitřní průměr trubky	[mm]
d_o	Vnější průměr trubky	[mm]
$T_{h,i}$	Vstupní teplota teplého vzduchu do chladiče	[°C]
$T_{h,o}$	Výstupní teplota teplého vzduchu z chladiče	[°C]
$T_{c,i}$	Vstupní teplota chladicího vzduchu do chladiče	[°C]
$T_{c,o}$	Výstupní teplota chladicího vzduchu z chladiče	[°C]