



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

**Fakulta strojní
Ústav energetiky**

Malý trubkový výměník tepla pro použití v laboratořích Ústavu energetiky

The small turbular heat exchanger for application in laboratories of Department of power engineering

Bakalářská práce

Studijní program: Strojírenství

Studijní obor: Energetika a procesní technika

Vedoucí práce: Ing. Ondřej Burian

Lucie Měšťanová

Praha 2016



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

pro: Lucie MĚŠŤANOVÁ

program: Strojírenství

obor: Energetika a procesní technika

Název tématu: Malý trubkový výměník tepla pro použití v laboratořích Ústavu energetiky

Title: The small tubular heat exchanger for application in laboratories of Department of power engineering

Zásady pro vypracování:

Předmětem práce je návrh, konstrukce a ověřovací výpočet malého trubkového výměníku tepla typu (trubka v trubce) pro použití v laboratořích Ústavu energetiky. Práce bude obsahovat konstrukční návrh zvoleného typu výměníku podle zadáných parametrů a konstrukčních omezení. Ve druhé části práce bude proveden ověřovací výpočet navrženého výměníku pro uvažované provozní stavy.

Rozsah grafických prací:

Rozsah průvodní zprávy:

Seznam odborné literatury:

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Ondřej Burian

Konzultant/i:

Datum zadání bakalářské práce: 29. 4. 2016

Datum odevzdání bakalářské práce: 10. 6. 2016

Neodevzdá-li student/ka bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student/ka řádně neomluvil/a nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student/ka zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.

Postluchač/ka bere na vědomí, že je povinen/povína vypracovat bakalářskou nebo diplomovou práci samostatně bez cizí pomoci s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské nebo diplomové práci.

Zadání bakalářské práce převzal dne: 28. 4. 2016

Učivčanová

student/ka



doc. Ing. Michal Kolovratník, CSc.
vedoucí Ú 12115

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

V Praze dne 29. 4. 2016

Dodatek k zadání

Konstrukční směrnice pro návrh výměníku:

Navrhněte jednoduchý trubkový výměník tepla pro školní účely v laboratořích Ústavu energetiky. Konstrukce výměníku musí zohledňovat technologické možnosti ústavních dílen, kde bude výměník následně vyroben. Tedy musí být výrobitelný běžnými technologickými postupy s důrazem na co největší jednoduchost konstrukce a maximální využití již zakoupených hutních polotovarů - příruby, těsnění, trubky atd.

Z konstrukčního hlediska musí být výměník navržen s ohledem na požadavky jeho umístění do experimentálního zařízení a musí být zohledněno použití standardního připojení používaného v laboratořích Úe. Teplé médium bude přivedeno do trubky o průměru 1", studené médium bude přivedeno do mezikruží ohraničeného vnější trubkou o průměru 2", tvořící plášť výměníku, a vnitřní trubkou o průměru 1", tvořící teplosměnnou plochu.

Konstrukční požadavky jsou následující:

- Délka výměníku maximálně 1500 mm
- Délka teplosměnné plochy 1000 mm
- Připojení teplého média pomocí vnějšího závitu G1
- Připojení studeného média pomocí vnitřního závitu G1
- Nátrubky pro přivedení studeného média musí být vůči sobě pootočený o 90°
- Teplosměnná plocha (trubka 1") musí být vyjímatelná s možností nahrazení jiným typem teplosměnné plochy
- Výměník musí být zhotoven z nerezové oceli
- Výměník musí být opatřen nátrubkem pro odvodušnění
- Výměník navrhněte jako beztlaké zařízení
- Pracovní médium: voda

Návrhové parametry:

- Teplé médium: $t = 80^{\circ}\text{C}$, $m = 0,75 \text{ kg/s}$
- Studené médium: $t = 12^{\circ}\text{C}$, $Q = 1 \text{ kg/s}$

Rozsahy parametrů pro ověřovací výpočet budou zadány v průběhu semestru na konzultacích.

V Praze dne 29.4.2016



Ing. Ondřej Burian
vedoucí bakalářské práce

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci s názvem „Malý trubkový výměník tepla pro použití v laboratořích Ústavu energetiky“ vypracovala samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Buriana, s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne: 10. 6. 2016

.....

Měšťanová Lucie

Anotační list

Jméno autora	Lucie Měšťanová
Název BP	Malý trubkový výměník tepla pro použití v laboratořích Ústavu energetiky
Anglický název:	The small tubular heat exchanger for application in laboratories of Department of power engineering
Akademický rok:	2015/2016
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky
Vedoucí BP:	Ing. Ondřej Burian
Konzultant:	
Bibliografické údaje:	Počet stran: 48 Počet obrázků: 10 Počet tabulek: 18 Počet příloh: 7 Počet grafů: 12
Klíčová slova:	Trubkový výměník tepla, součinitel prostupu tepla, součinitel přestupu tepla
Keyword:	Tubular heat exchanger, overall heat transfer coefficient, heat transfer coefficient
Anotace:	Tato práce se zabývá konstrukčním návrhem trubkového výměníku tepla. Tento výměník je typu trubka v trubce a jeho konstrukce je specifikována umístěním a možnostmi napojení na stávající vybavení. Následně je pro tento výměník udělán kontrolní výpočet, který bude sloužit k porovnání naměřených výstupních teplot médií po sestavení výměníku v laboratořích Ústavu energetiky.
Abstract:	This paper discusses the structural design of tubular heat exchanger. This heat exchanger is double pipe type and its construction is specified by location and possibly of connection to the existing equipment. After that is following control calculation, which will be used for comparing the measured outlet temperatures of the

media, after assembling the heat exchanger in the laboratories of the Department of power engineering.

Poděkování

Chtěla bych poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Ondřeji Burianovi za jeho rady a čas, který mi věnoval. Dále bych chtěla poděkovat svým rodičům za podporu po celou dobu studia.

Obsah

1	Úvod	12
2	Výměníky tepla	13
2.1	Používaná teplotnosná media:.....	14
2.2	Požadavky na výměník:	14
2.3	Rozdělení výměníků	14
2.3.1	Podle vzájemného kontaktu teplotnosných médií	14
2.3.2	Podle kombinace teplotnosných médií a konstrukčního řešení.....	17
2.3.3	Podle smyslu proudění teplotnosných médií	17
2.3.4	Podle účelu a použití	18
2.4	Tepelná bilance rekuperačního výměníku tepla	18
2.5	Teplotní spád.....	20
2.6	Součinitelé prostupu a přestupu tepla	21
2.6.1	Součinitel prostupu tepla	21
2.6.2	Součinitel přestupu tepla konvekcí.....	23
3	Konstrukční návrh	25
4	Kontrolní výpočet výměníku	27
4.1	Parametry výměníku	27
4.2	Výpočet na straně teplejšího média	28
4.2.1	Výpočet součinitele přestupu tepla.....	28
4.3	Výpočet na straně chladnějšího média.....	29
4.3.1	Výpočet součinitele přestupu tepla pro variantu A	30
4.3.2	Výpočet součinitele přestupu tepla pro variantu B.....	32
4.4	Výpočet výstupních teplot výměníku	33
5	Závěr.....	36
6	Citovaná literatura	37

7	Přílohy	38
---	---------------	----

Přehled použitých značek a indexů

Značky

a	$(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	teplotní vodivost
a	(–)	opravný součinitel
c	$(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	rychlost
c	$(\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	měrná tepelná kapacita
d, D	(m)	průměr
d_e	(m)	ekvivalentní (hydraulický) průměr
F	(–)	opravný součinitel
f_g	(–)	opravný součinitel
k	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou
k	(–)	opravný součinitel
L	(m)	délka
\dot{m}	$(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	hmotnostní průtok
Nu	(–)	Nusseltovo číslo
p	(Pa)	tlak
\dot{Q}	(W)	tepelný tok
Pr	(–)	Prandtlovo číslo
Re	(–)	Reynoldsovo číslo
Re^*	(–)	náhradní Reynoldsovo číslo
S	(m^2)	plocha
t	(°C)	teplota
\dot{v}	$(\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$	objemový průtok
α	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$	součinitel přestupu tepla
γ	(–)	opravný součinitel
λ	$(\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$	tepelná vodivost
ν	$(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$	kinematická viskozita
ϑ	(K)	rozdíl teplot
ρ	$(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	hustota
ξ	(–)	součinitel průtočných odporů

Dolní indexy

1	týká se teplejšího média, pořadové číslo
2	týká se chladnějšího média, pořadové číslo
3	pořadové číslo
10	vstupní hodnota teplejšího média
11	výstupní hodnota teplejšího média
<i>ann</i>	týká se mezikruží
<i>A</i>	týká se varianty A
<i>B</i>	týká se varianty B
<i>i</i>	teplo prochází vnitřní stěnou
<i>lam</i>	týká se laminárního proudění
<i>L</i>	vztaženo na délku
<i>p</i>	při stálém tlaku
<i>S</i>	vztaženo na plochu
<i>turb</i>	týká se turbulentního proudění

1 Úvod

Ve své bakalářské práci zpracovávám konstrukční návrh trubkového výměníku tepla, který bude sestaven v laboratořích Ústavu energetiky jako experimentální výměník. Následně je pro tento výměník udělán kontrolní výpočet.

Z konstrukčního hlediska se jedná o výměník tepla typu trubka v trubce. Použité komponenty jsou voleny na základě možnosti připojení výměníku na další vybavení laboratoře a tím i možnosti většího využití. Všechny jsou normalizované nebo se jedná o běžně dostupné hutní materiály. Požadavky na konstrukci výměníku měl i vedoucí práce. Výměník je navržen tak, aby se dala vyčistit či vyměnit teplosměnná plocha. Pomocí programu SOLIDWORKS 2015 byl vytvořen model výměníku, ze kterého je udělán výkres sestavy. Pro sestavu je vytvořen kusovník. Výrobní výkresy jsou vytvořeny pomocí programu AutoCAD Mechanical 2016.

Výsledkem kontrolního výpočtu jsou výstupní teploty medií. Je vypracován tak, aby bylo možné porovnat výsledky vypočtené a výsledky, které budou na tomto výměníku v budoucnu naměřené. Při výpočtu zanedbávám zanášení ploch a uvažuji, že se do okolí neztrácí žádné teplo. Všechno teplo je tedy přenesené do chladnějšího media přes teplosměnnou plochu. Pro výpočet je třeba použít vhodné korelace pro výpočet součinitele prostupu tepla. K výpočtu byl použit program Excel 2013 a Python 2.7.

2 Výměníky tepla

Výměníky tepla nazýváme taková zařízení, jež slouží k zprostředkování přenosu tepla mezi dvěma, popř. více teplotními látkami. Jsou využívány jako základní jednotka teplosměnných systémů. Mají za úkol zabezpečit realizaci technologických procesů a operací, kde se vyžaduje ohřev nebo ochlazení tekutin, případně tuhých látek různé modifikace. V jednodušších výměnících, jako jsou třeba topná tělesa, nedochází k fázovým ani chemickým přeměnám. Naopak jsou vyráběny výměníky, jako je třeba kondenzátor, kde k fázovým změnám dochází záměrně. Výměníky tepla jsou široce využívány ve výrobní i nevýrobní sféře. [3,4]



Obr. 1: Trubkový výměník tepla [8]

Přenos tepla ve výměnících tepla se uskutečňuje: [4]

- Prouděním (konvekci) podle Newtonova zákona přestupu tepla

$$d\dot{Q} = dS \cdot \alpha_1 (t_1 - t_{s1}) \quad (\text{W}) \quad (1)$$

- Vedením (kondukcí) podle Fourierova zákona vedení tepla

$$d\dot{Q} = dS \cdot \lambda_s \cdot \frac{dt}{dr} \quad (\text{W}) \quad (2)$$

- Sáláním (radiací) podle Stefanova-Boltzmannova zákona pro hustotu zářivého toku

$$E = \sigma \cdot T^4 \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2}) \quad (3)$$

2.1 Používaná teplotonosná media:

- Voda
- Sytá vodní pára
 - ta ve výměníku kondenzuje a odvádí se kondenzát
- Plyny – spaliny, vzduch, přehřátá pára
 - nevýhoda v nízké měrné tepelné kapacitě, tepelné vodivosti i ve špatném součiniteli přestupu tepla
- Tekuté kovy – Na+K
 - pro vysoké teploty do 900 °C
 - výhody: vysoká tepelná kapacita, dobrá tepelná vodivost a součinitel přestupu tepla
 - nevýhoda: při chladnutí zařízení kovy tuhnou, proto se musí při odstavení včas z okruhu vypustit [9]

2.2 Požadavky na výměník:

- Co nejmenší rozměry, hmotnost a cena výměníku
- Co nejmenší tlakové ztráty
- Co nejvyšší spolehlivost v provozu [9]

2.3 Rozdělení výměníků

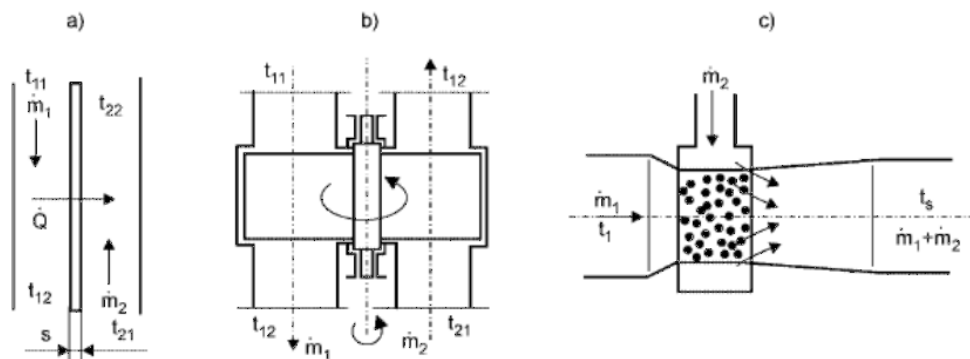
Výměníky lze rozdělovat podle mnoha hledisek. Dělí se podle vzájemného kontaktu teplotonosných médií, podle kombinací teplotonosných médií, podle smyslu proudění těchto médií. Dále je možné je dělit z konstrukčního hlediska nebo podle účelu a použití.

2.3.1 Podle vzájemného kontaktu teplotonosných médií

a) rekuperační výměníky

Pro rekuperační výměník je charakteristické, že teplotonosné látky jsou odděleny tepelně vodivou stěnou pro hmotu neprostupnou. Teplotonosná látka se stýká stále se stejnou stranou teplosměnné plochy. Její konstrukční realizace má tvar tzn. teplosměnných elementů, desek, trubek, kanálů, komor či svazků těchto prvků. Ty bývají na vhodných místech opatřeny prostředky k intenzifikaci přenosu tepla (žebra, zvlnění povrchu, víříče).

Rekupační výměníky jsou nejčastěji užívaným a často i sériově vyráběným druhem výměníků tepla. Jejich výhodou je, že teplonosná média nepřijdou do vzájemného kontaktu, neznečišťují se navzájem a vyhovují i v případě, že některé z médií je škodlivé. Jsou však poměrně rozměrné a drahé. [3]



Obr. 2: Typy výměníků: a) rekupační, b) regenerační, c) směšovací [9]

Použité značení na obrázku:

\dot{Q} – tepelný tok (W)

\dot{m} – hmotnostní tok pracovního média ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

t – teplota ($^{\circ}\text{C}$)

indexy: 1 – teplejší médium

2 – chladnější médium

11 – počáteční teplota teplejšího média

12 – koncová teplota teplejšího média

b) regenerační výměníky

Pro regenerační výměníky je charakteristické, že přenos tepla z jednoho teplonosného média do druhého, zprostředkuje látka třetí, které říkáme akumulátor. Děj v regeneračním výměníku by se dal rozdělit do dvou cyklů. V prvním cyklu je akumulátor uveden do kontaktu s teplejším médiem, od kterého přejímá teplo a akumuluje ho ve své hmotě jako vnitřní energii. V druhém cyklu, tedy v jiném čase a často i na jiném místě, přijde akumulátor do kontaktu s médiem chladným, jemuž akumulovanou energii předává.

Akumulátory mohou být pevné nebo pohyblivé a mají mít co největší povrch. Jejich materiál by měl mít co největší měrnou tepelnou kapacitu c_p ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$). Podle provozních teplot

to může být papír, tkaniny, kov, kapaliny v uzavřené nádobě a při vysokých teplotách keramické hmoty. Nedostatkem regeneračních výměníků je, že nelze zcela odstranit vzájemné pronikání obou médií. [3]



Obr. 3: Regenerační výměník LUVU [10]

c) směšovací výměníky

Pro směšovací výměníky je charakteristické, že přenos tepla se uskutečňuje přímým kontaktem – směšováním médií. Mohou mít nejrůznější konstrukční provedení. Příkladem směšovacího výměníku s médii téhož druhu a skupenství může být teplovzdušné vytápění, s médii téhož druhu avšak s různým skupenstvím vstříkovací kondenzátor nebo parní ohřívač vody. Chladicí věž tepelné elektrárny je příkladem směšovacího výměníku s různými médii v různém skupenství. [3]



Obr. 4: Chladicí věž (směšovací výměník) [7]

2.3.2 Podle kombinace teplotních médií a konstrukčního řešení [9]

Kombinace médií

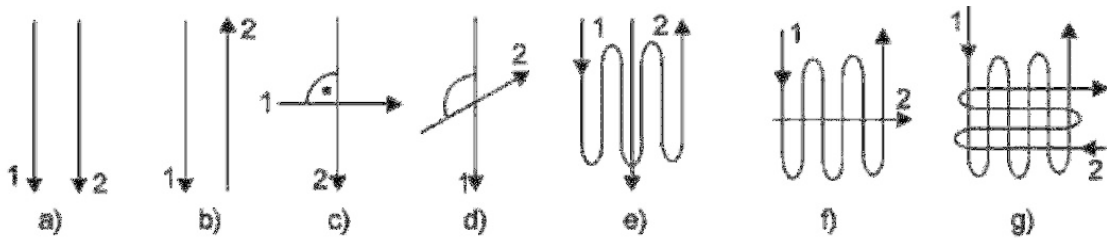
- voda-voda
- pára-voda
- pára- olej
- spaliny-voda
- spaliny-pára
- spaliny-vzduch atd.

Konstrukční řešení

- deskové
- trubkové
- bubnové (kotlové)
- svazkové
- šroubové
- hadové
- žebrové
- vlásenkové

2.3.3 Podle smyslu proudění teplotních médií

- souproudé – směry os proudů ohřívajícího a ohřivaného 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 menší nebo větší než 90°
- s kombinovaným prouděním [9]



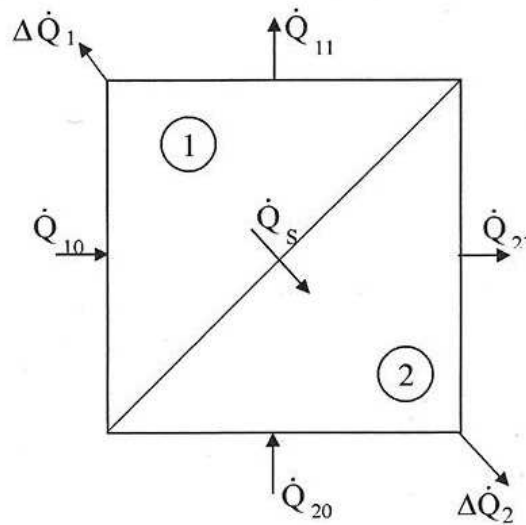
Obr. 5: Proudění ve výměnících: a) souproudé, b) protiproudé, c) křížové, d) se šikmým vzájemným proudem, e) až g) s kombinovaným prouděním [9]

2.3.4 Podle účelu a použití

- ohřívač – vyznačují se tím, že ohřívané médium v nich zvyšuje svou teplotu, ale nedochází ke změně fáze
- chladiče – ochlazované médium v nich snižuje svou teplotu beze 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 pohlcených plynů
- topná tělesa ústředního vytápění – otopné médium ohřívá okolní vzduch [9]

2.4 Tepelná bilance rekuperačního výměníku tepla

Jak je naznačeno na obrázku, médium s indexem 1 je teplejší médium, které teplo odevzdává. Chladnější médium, které teplo přijímá, je označeno indexem 2. S teplejším médiem vstupuje do výměníku teplo \dot{Q}_{10} (W) a vystupuje teplo \dot{Q}_{11} . S chladnějším médiem vstupuje do výměníku teplo \dot{Q}_{20} (W) a vystupuje teplo \dot{Q}_{21} . Na straně teplejšího média se z výměníku do okolí ztrácí teplo $\Delta\dot{Q}_1$ (W) a na straně chladnějšího média $\Delta\dot{Q}_2$. [4]



Obr. 6: Tepelná bilance výměníku [4]

Ze zákona zachování energie platí pro výměník tepelná bilance

$$\dot{Q}_{10} + \dot{Q}_{20} = \dot{Q}_{11} + \dot{Q}_{21} + \Delta\dot{Q}_1 + \Delta\dot{Q}_2 \quad (\text{W}) \quad (4)$$

Celkové teplo, které teplejší médium odevzdá, je rozdílem tepla, které do výměníku vstupuje a tepla, které z něj vystupuje.

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{10} - \dot{Q}_{11} \quad (\text{W}) \quad (5)$$

A teplo, které chladnější médium přijímá, je rozdílem tepla, které z výměníku vystupuje a tepla, které do něj vstupuje.

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{21} - \dot{Q}_{20} \quad (\text{W}) \quad (6)$$

Přes teplosměnnou plochu prochází množství tepla, které odpovídá celkovému odevzdanému teplu teplejšího média bez ztrát do okolí.

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_1 - \Delta\dot{Q}_1 \quad (\text{W}) \quad (7)$$

Nebo též pro chladnější médium:

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_2 + \Delta\dot{Q}_2 \quad (\text{W}) \quad (8)$$

Z rovnic x y je zřejmé, že chladnější médium tedy dostává množství tepla

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 - \Delta\dot{Q}_1 - \Delta\dot{Q}_2 \quad (\text{W}) \quad (9)$$

Tepelnou účinnost výměníku tepla můžeme definovat jako podíl tepla, které dostává chladnější médium ku množství tepla, které odevzdává teplejší médium.

$$\mu_V = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} \quad (-) \quad (10)$$

S respektováním tepelných ztrát je teplo přijaté chladnějším médiem zmenšeno o tepelnou účinnost výměníku.

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 \cdot \mu_V \quad (W) \quad (11)$$

Při zanedbání tepelných ztrát se teplo, které prochází přes teplosměnnou plochu rovná teplu, které teplejší médium odevzdává a teplu, které chladněší médium přijímá.

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}_S \quad (W) \quad (12)$$

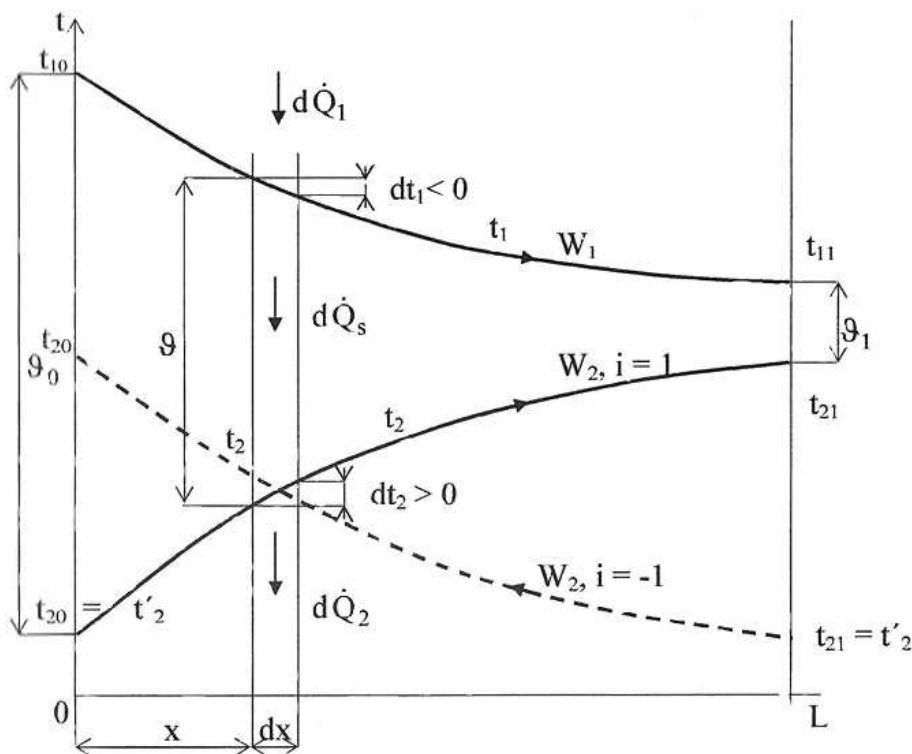
2.5 Teplotní spád

Tepelný výkon výměníku je závislý na rozdílu teplot chladněšího a teplejšího média a podél teplosměnné plochy se mění. Ve výpočtech se proto pracuje se středním teplotním spádem Δt (K), který může být různý v závislosti na zapojení výměníku.

Teplotní spád se u souproutděho i protiproutděho zapojení určí jako střední logaritmický teplotní rozdíl podle vztahu

$$\Delta t = \frac{\vartheta_0 - \vartheta_1}{\ln \frac{\vartheta_0}{\vartheta_1}} \quad (K) \quad (13)$$

kde ϑ_0 (K) a ϑ_1 je větší a menší teplotní spád (rozdíl teplot) obou médií na konci výhřevné plochy viz obr. 7. [5]



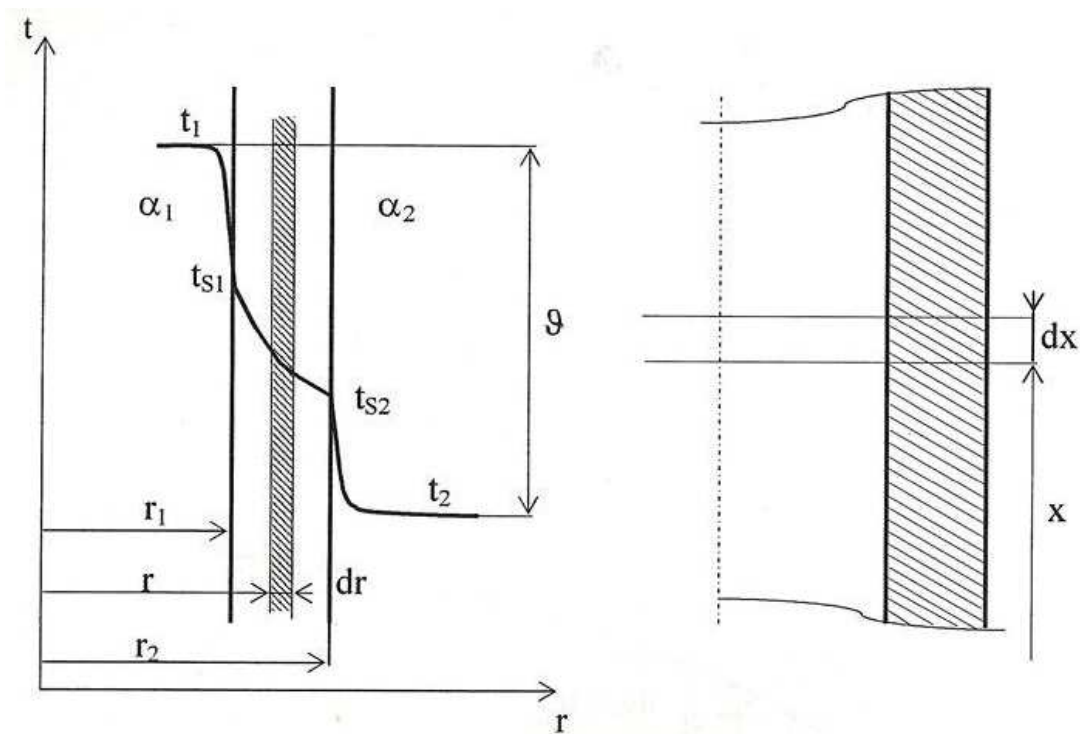
Obr. 7: Průběh teplot ve výměníku [4]

2.6 Součinitelé prostupu a přestupu tepla

V povrchových výměnících se za běžných poměrů uplatňuje především vedení tepla – konduktce a přestup tepla – konvekce. [1]

2.6.1 Součinitel prostupu tepla

Dle zdroje [4] teplejší médium protéká ve vnitřní trubce a chladnější v mezikruží. Trubka má délku L . Přenos tepla z teplejšího média do chladnějšího média se děje podle obr. 8. Nejdříve podle Newtonova zákona přestupu tepla konvekcí, přestupuje teplo z teplejšího média do vnitřní stěny trubky. Ve stěně trubky se uplatňuje Fourierův zákon vedení tepla kondukcí. A z vnější stěny trubky je teplo opět předáváno pomocí konvekce studenějšímu médiu.



Obr. 8: Přenos tepla stěnou trubky [4]

Podle Newtonova zákona přestupu tepla

$$d\dot{Q}_S = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot dx \cdot \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{S1}) \quad (14)$$

Zde α_1 ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$) je součinitel přestupu tepla na straně teplejšího média.

Podle Fourierova zákona vedení tepla

$$d\dot{Q}_S = -\lambda_S \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dx \cdot \frac{dt}{dr} \quad (15)$$

Zde λ_S ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) je součinitel tepelné vodivosti stěny trubky.

Po separaci proměnných integrace v mezích

$$d\dot{Q}_S \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = -\lambda_S \cdot 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot \int_{t_{S1}}^{t_{S2}} dt \quad (16)$$

dostaneme

$$d\dot{Q}_S \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} = \lambda_S \cdot 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot (t_{S1} - t_{S2}) \quad (17)$$

Zdroj [4] předpokládá stěnu bez vnitřních zdrojů tepla, tedy, že tepelný tok v radiálním směru je konstantní. Ze vztahu (15) proto plyne, že s rostoucím poloměrem musí směrnice průběhu teploty ve stěně klesat. Křivka je proto konvexní, jak ukazuje obr.

Opět podle Newtonova zákona přestupu tepla ze stěny do chladnějšího média

$$d\dot{Q}_S = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot dx \cdot \alpha_2 \cdot (t_{S2} - t_2) \quad (18)$$

Zde α_2 ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$) je součinitel přestupu tepla na straně chladnějšího média.

Pro odvození součinitele prostupu tepla je vhodná úprava rovnic (14), (16) a (18) následujícím způsobem

$$d\dot{Q}_S \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} = 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot (t_1 - t_{S1}) \quad (19)$$

$$d\dot{Q}_S \cdot \frac{1}{\lambda_S} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} = 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot (t_{S1} - t_{S2}) \quad (20)$$

$$d\dot{Q}_S \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2} = 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot (t_{S2} - t_2) \quad (21)$$

Po sečtení levých a pravých stran rovnic

$$d\dot{Q}_S \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda_S} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2} \right) = 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot (t_1 - t_2) \quad (22)$$

a s označením součinitele prostupu tepla vztaženého na délku

$$k_L = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda_S} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2}} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (23)$$

je

$$d\dot{Q}_S = k_L \cdot dx \cdot (t_1 - t_2) \quad (24)$$

Vztah mezi elementárním povrchem v obecném místě o poloměru r a elementární délkou teplosměnné plochy vyplývá z relace

$$dS = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dx \quad (25)$$

Bude proto též

$$d\dot{Q}_S = dS \cdot k_S \cdot (t_1 - t_2) \quad (26)$$

Z porovnání se vztahem (24) a přihlédnutím ke vztahu (25) plyne pro součinitel prostupu tepla, který je nyní vztažen na plochu, následující vztah

$$k_S = \frac{1}{\frac{r}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{r}{\lambda_S} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r}{\alpha_2 \cdot r_2}} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (27)$$

2.6.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí [2,3,5]

Zdroj [5] uvádí, že součinitel přestupu tepla konvekcí se určuje pomocí teorie podobnosti pro analogické případy proudění. Proto je potřeba volit mezi empiricky získanými kritériálními vztahy nebo nomogramy a vybrat vždy ten, který odpovídá podmínkám počítaného případu. Při tom je třeba respektovat především uspořádání, geometrii, způsob obtékání plochy a rozsah platnosti používaných vztahů.

Obecná kritériální rovnice pro přestup tepla ve stlačitelné tekutině je tvořena nezávislými a u nás obvyklými podobnostními čísly, které odpovídají okruhu proměnných respektovaných v rovnicích, které byly základem podobnostního rozboru:

$$Nu = Nu(Fo, Re, Gr, Pr, \kappa, Ma, Po)$$

Ta se v úlohách o tepelné konvekci v nestlačitelných tekutinách (tj. po zanedbání čísla Poissonova a Machova) bez vnitřních tepelných zdrojů zjednoduší na

$$Nu = Nu(Re, Gr, Pr, Fo)$$

v níž značí

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (28)$$

Nusseltovo kritérium vyjadřuje podobnost sdílení tepla konvekcí a kondukcí v termokinetické mezní vrstvě tekutiny, která má tepelnou vodivost λ ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$) a je odvozeno z podobnosti tepelných toků konvekcí a kondukcí tekutiny. Určující rozměr l (m) pro trubku je průměr D (m). Nusseltovo kritérium je určujícím kritériem pro výpočet součinitele přestupu tepla α ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$).

$$Re = \frac{c \cdot l}{\nu} \quad (29)$$

Reynoldsovo kritérium vyjadřuje podobnost nuceného izotermického proudění tekutiny o kinetické vazkosti ν ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$). Je odvozeno z podobnosti setrvačných sil místních a sil třecích

v proudící tekutině. Za určující rozměr l (m) dosazujeme u potrubí a koule průměr D a u rovině ploch rozměr, který spadá do vektoru rychlosti c ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$). Nucené proudění tekutiny je vyvoláno konečným gradientem tlaku v tekutině.

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3}{\nu^2} \quad (30)$$

Grashofovo kritérium vyjadřuje podobnost gravitačního neizotermického proudění vazké tekutiny a je odvozeno z podobnosti vztlakových a třecích sil v tekutině. V rovnici značí l (m) určující rozměr teplosměnné plochy, tj. rozměr, který spadá do gravitačního zrychlení g ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$). Gravitační neizotermické proudění je vyvoláno vztlakovými silami v důsledku konečného gradientu teploty v tekutině a nazývá se volné proudění tekutiny. Teplotní objemovou roztažnost tekutiny γ (K^{-1}) najdeme ve fyzikálních tabulkách. U jednoatomových a dvouatomových plynů je nepřímo úměrná střední termodynamické teplotě plynu, ve kterém je teplotní rozdíl $\vartheta = T_2 - T_1$ (K)

$$\gamma = \frac{1}{T} = \frac{2}{T_1 + T_2} \quad (\text{K}^{-1}) \quad (31)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda} \quad (32)$$

Prandtlovo kritérium určuje termokinetickou podobnost tekutin, zahrnuje v sobě základní termokinetické veličiny tekutiny, které ovlivňují transport tepla v tekutině.

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{l^2} \quad (33)$$

Fourierovo číslo vyjadřuje relaci mezi charakteristickým časem vedení tepla $\frac{l^2}{a}$ (s) a dobou trvání procesu τ (s), v níž a ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$) značí součinitel teplotní vodivosti média a l (m) charakteristický rozměr teplosměnné plochy.

I zjednodušená kritériální rovnice je příliš složitá hlavně proto, že nedovoluje experimentovat na modelu v libovolném měřítku. Proto sestavujeme rovnice pro významné skupiny speciálních problémů, v nichž lze zanedbat vliv dalších podobnostních čísel. Např. ve stacionárních úlohách odpadá vliv Fourierova čísla. Ve výrazně vynucené konvekci lze obvykle zanedbat vliv Grashofova čísla a naopak v konvekci přirozené vliv čísla Reynoldsova. Tak dostaneme kritériální rovnici dvou speciálních případů a to

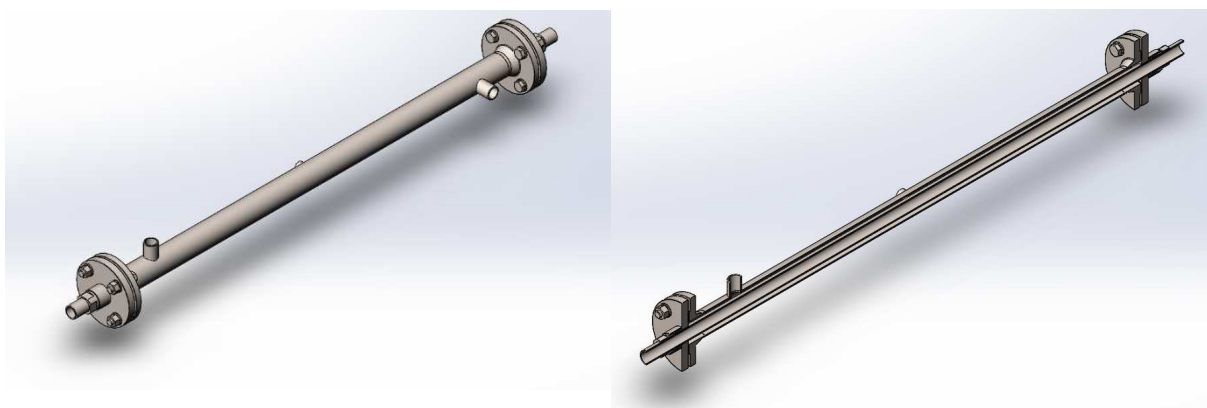
stacionární vynucená konvekce: $Nu = Nu(Re, Pr)$

stacionární přirozená konvekce: $Nu = Nu(Gr, Pr)$

3 Konstrukční návrh

Do laboratoří ústavu energetiky je navržen výměník tepla na experimentální využití. Je navržen s ohledem na vymezený prostor, možnost napojení na již stávající vybavení laboratoře a požadavky vedoucího práce. Tento experimentální výměník je typu trubka v trubce. Všechny volené součástky jsou normalizované nebo se jedná o běžně dostupné hutní polotovary. V tab. 1 je přehled použitých dílů, v tab. 2 jsou uvedeny základní parametry výměníku. Výkres sestavy, kusovník a výrobní výkresy jsou přiloženy v příloze.

Výměník se skládá z trubky TR $\varnothing 60,3 \times 3$, která tvoří plášť výměníku. Na její konce jsou navařené příruby s krkem DN 50, PN 16. Chladnější médium, proudící v mezikruží, vstupuje do výměníku mufnou G1 a vystupuje mufnou G2. Vzdálenost jejich os je 1 m a pootočení je 90° . Uprostřed je mufna G3/4, která slouží k odvzdušnění výměníku a je pootočená vůči jedné z větších mufen o 180° viz výkres sestavy. Do této trubky je vsunutá menší trubka TR $\varnothing 33,7 \times 3$, která je na každé straně opatřena závitem G1. V menší trubce protéká teplejší médium a část jejího povrchu, která se pomyslně nachází mezi většími mufnami tvoří činnou část teplosměnné plochy. Mezi přírubami jsou vložena těsnění. Na stranách výměníku je příruba DN 50, PN 16, na které je navařen „domek“ s vnitřním závitem M45x1. Z důvodu možnosti vyčištění a výměny trubky (teplosměnné plochy), není příruba navařena na menší trubku (TR $\varnothing 33,7 \times 3$). Do domku je nasunuta čtvercová ucpávková šňůra 6x6 mm. Stáhnutí a utěsnění výměníku je realizováno pomocí šroubení s vnějším závitem M45x1.



Obr. 9: Model výměníku (vlevo) a řez tímto výměníkem (vpravo)

Díl	množství
trubka kruhová svařovaná TR Ø 33,7 x 3 – 1510 materiál 1.4301	1 ks
trubka kruhová svařovaná TR Ø 60,3 x 3 – 1180 materiál 1.4301	1 ks
příruba s krkem DIN 2633 DN 50, PN16 materiál 1.4541	2 ks
příruba zaslepovací DIN 2527 DN 50, PN16 materiál 1.4301	2 ks
těsnění DIN 2690	2 ks
tyč dutá 45 x 20 - 85 1.4301	1 ks
ucpávková šňůra 6x6 mm teflon	2 m
mufna typ 333, 1“ DN 25 materiál 1.4301	2 ks
mufna typ 333, 3/4“ DN 20 materiál 1.4301	1 ks
šroub M16 x 65, DIN 931/A2	8 ks
matice M16, DIN 934/A4	8 ks
podložka 17, DIN 125A/A2	16 ks
trubka kruhová svařovaná TR Ø 50 x 3 – 74 1.4301	1 ks

Tab. 1: Použité díly

Parametr	Hodnota
Délka výměníku	1 500 mm
Vnější průměr menší trubky	33,7 mm
Vnější průměr větší trubky	60,3 mm
Tloušťka stěn obou trubek	3 mm
Pracovní teplota	do 100°C
Pracovní tlak	2 bar

Tab. 2: Parametry výměníku

4 Kontrolní výpočet výměníku

Pro navržený výměník tepla a zadané parametry protékajících médií (v našem případě voda) jsou vypočítány výstupní teploty médií pro souprůdné zapojení výměníku.

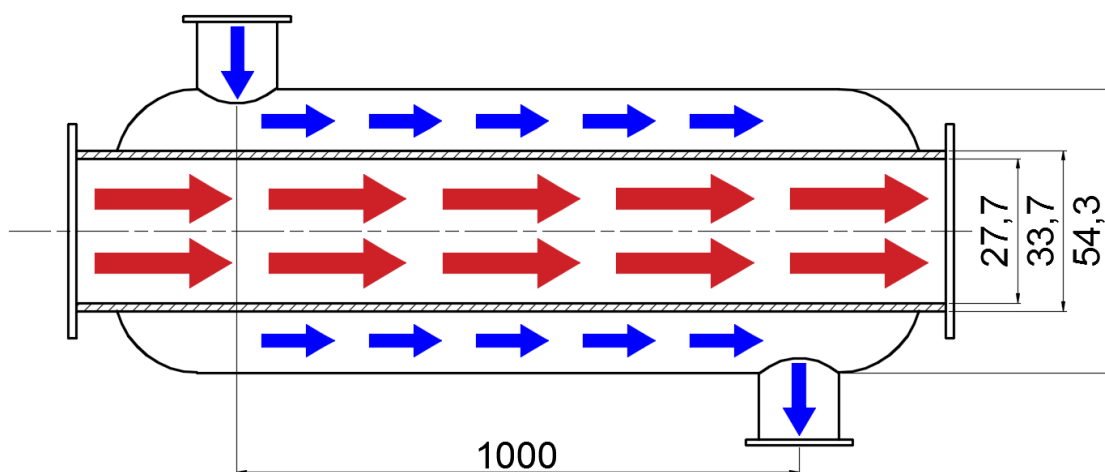
Teplota studené vody je 12 °C (průměrná teplota ve vodovodním řádu) a její průtok je volen ve třech intervalech: $0,5 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$, $1 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ a $1,5 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$.

Teplota teplé vody je volena v rozsahu (30 ÷ 80) °C v intervalu 10 °C a její průtok je volen dle rozsahu použitého čerpadla, tedy v rozsahu (0 ÷ 3,6) $\text{m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ a v intervalu $0,4 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$.

Dále je ukázán kontrolní výpočet pro vybrané hodnoty. V příloze jsou tabulky a grafické výstupy.

4.1 Parametry výměníku

Součinitel tepelné vodivosti trubky	$\lambda = 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Délka trubky	$L = 1000 \text{ mm}$
Vnitřní průměr trubky	$d_1 = 27,7 \text{ mm}$
Vnější průměr trubky	$d_2 = 33,7 \text{ mm}$
Vnitřní průměr mezikruží	$D = 54,3 \text{ mm}$



Obr. 10: Tok teplého média (červená) a studeného média (modrá)

4.2 Výpočet na straně teplejšího média

Teplejší médium protéká v trubce, jak je vidět na obrázku 9. Ukázkový výpočet součinitele tepla je proveden pro následující parametry:

Teplota média na vstupu	$t_{11} = 80 \text{ °C}$
Tlak média na vstupu	$p_1 = 2 \text{ bar}$
Objemový tok média	$\dot{v}_1 = 2 \text{ m}^3 \cdot \text{hod}^{-1} = 5,556 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Pomocí parních tabulek IAPWS-IF97 (v závislosti na teplotě t_{11} a tlaku p_1) jsou stanoveny následující součinitele:

Hustota	$\rho_1 = 971,779 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Kinematické viskozita	$\nu_1 = 3,643 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Tepelná vodivost	$\lambda_1 = 0,667 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Teplotní vodivost	$a_1 = 1,636 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Měrná tepelná kapacita	$c_{p1} = 4\,195 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

4.2.1 Výpočet součinitele přestupu tepla

Prandtlovo kritérium je podíl kinematické viskozity a teplotní vodivosti.

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1} = \frac{3,643 \cdot 10^{-7}}{1,636 \cdot 10^{-7}} = 2,227 \quad (34)$$

Hmotnostní tok je součin objemového toku a hustoty.

$$\dot{m}_1 = \dot{v}_1 \cdot \rho_1 = 5,556 \cdot 10^{-4} \cdot 971,779 = 0,54 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (35)$$

Průtočný průřez je plocha, kterou médium protéká (pro trubku plocha kruhu).

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,027\,7^2}{4} = 6,026 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (36)$$

Rychlost proudění média se určí jako podíl objemového toku média a příslušného průtočného průřezu.

$$c_1 = \frac{\dot{v}_1}{S_1} = \frac{5,556 \cdot 10^{-4}}{6,026 \cdot 10^{-4}} = 0,922 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (37)$$

Ekvivalentní průměr pro trubku odpovídá jejímu vnitřnímu průměru.

$$d_{e1} = d_1 = 0,027\,7 \text{ m} \quad (38)$$

Reynoldsovo kritérium:

$$Re_1 = \frac{c_1 \cdot d_{e1}}{\nu_1} = \frac{0,922 \cdot 0,027\,7}{3,643 \cdot 10^{-7}} = 70\,100 \quad (39)$$

Vztah pro výpočet Nusseltova čísla pro trubku je vybrán z [6].

$$Nu_1 = \frac{(\xi_1/8) Re_1 Pr_1}{1 + 12,7\sqrt{\xi_1/8} (Pr_1^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_1}{L}\right)^{2/3} \right] \quad (41)$$

s platností

$$10^4 < Re_1 < 10^6$$

$$0,1 < Pr_1 < 1\,000$$

$$\frac{d_1}{L} < 1$$

Součinitel průtočných odporů:

$$\xi_1 = (1,8 \log_{10} Re_1 - 1,5)^{-2} \quad (40)$$

$$\xi_1 = (1,8 \log_{10} 70\,100 - 1,5)^{-2} = 0,019\,1$$

$$Nu_1 = \frac{(0,019\,1/8) \cdot 70\,105 \cdot 2,227}{1 + 12,7\sqrt{0,019\,1/8} (2,227^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{0,027\,7}{1}\right)^{2/3} \right] = 284$$

Nusseltovo podobnostní kritérium:

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_{e1}}{\lambda_1} \quad (42)$$

Součinitel přestupu tepla α_1 , který vyplývá ze vztahu (42):

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{e1}} = \frac{284 \cdot 0,667}{0,027\,7} = 6\,835 \quad (43)$$

4.3 Výpočet na straně chladnějšího média

Chladnější médium protéká dle obrázku x v mezikruží. Výpočet součinitele tepla je proveden pro dvě varianty s následujícími parametry:

	A	B
Teplota média na vstupu	$t_{21} = 12^\circ\text{C}$	$t_{21} = 12^\circ\text{C}$
Tlak média na vstupu	$p_2 = 2\text{ bar}$	$p_2 = 2\text{ bar}$
Objemový tok média	$\dot{v}_{2A} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	$\dot{v}_{2B} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Stejně jako u teplejšího média jsou pomocí parních tabulek IAPWS-IF97 (v závislosti na teplotě t_{21} a tlaku p_2) stanoveny následující součinitele:

Hustota	$\rho_2 = 999,452 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Součinitel kinematické viskozity	$\nu_2 = 1,234 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
Součinitel tepelné vodivosti	$\lambda_2 = 0,583 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Součinitel teplotní vodivosti	$a_2 = 1,391 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Měrná tepelná kapacita $c_{p2} = 4\,912 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Nejprve je vypočítán součinitel přestupu tepla pro variantu A, poté pro variantu B. Dvě varianty jsou počítány, protože se liší použité korelace pro výpočet Nusseltova čísla.

4.3.1 Výpočet součinitele přestupu tepla pro variantu A

Prandtlovo kritérium:

$$Pr_2 = \frac{\nu_2}{a_2} = \frac{1,234 \cdot 10^{-6}}{1,391 \cdot 10^{-7}} = 8,871 \quad (44)$$

Hmotnostní tok je dán součinem objemového toku a hustoty.

$$\dot{m}_{2A} = \dot{v}_{2A} \cdot \rho_2 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 999,452 = 0,5 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (45)$$

Průtočný průřez je plocha mezikruží.

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} \quad (46)$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (0,054\,3^2 - 0,033\,7^2)}{4} = 1,424 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Rychlost proudění je podíl objemového toku a průtočného průřezu.

$$c_{2A} = \frac{\dot{v}_2}{S_2} = \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{1,424 \cdot 10^{-3}} = 0,351 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (47)$$

Ekvivalentní průměr pro mezikruží:

$$d_{e2} = D - d_2 = 0,054\,3 - 0,033\,7 = 0,020\,6 \text{ m} \quad (48)$$

Reynoldsovo kritérium:

$$Re_{2A} = \frac{c_{2A} \cdot d_{e2}}{\nu_2} = \frac{0,351 \cdot 0,020\,6}{1,234 \cdot 10^{-6}} = 5\,862 \quad (49)$$

Jelikož Reynoldsovo číslo vyšlo v přechodové oblasti proudění $2\,300 < 5\,862 < 10^4$ je nutné, aby byla použita vhodná korelace pro výpočet Nusseltova čísla. S přihlédnutím na skutečnost, že vnější stěna mezikruží je izolovaná a přestup tepla se uskutečňuje pouze vnitřní stěnou, byla vybrána korelace z [6].

$$Nu_{2A} = (1 - \gamma) Nu_{lam} + \gamma Nu_{turb} \quad (50)$$

s platností: $2\,300 \leq Re_{2A} \leq 10^4$

Opravný součinitel γ :

$$\gamma = \frac{Re_{2A} - 2\,300}{10^4 - 2\,300} = \frac{5\,862 - 2\,300}{10^4 - 2\,300} = 0,463 \quad (51)$$

kde: $0 \leq \gamma \leq 1$

Opravný součinitel a je poměr vnitřního a vnějšího průměru mezikruží:

$$a = \frac{d_2}{D} = \frac{33,7}{54,3} = 0,632 \quad (52)$$

Vztah pro náhradní Reynoldsovo číslo:

$$Re^*_A = 2\,300 \frac{(1 + a^2) \ln a + (1 - a^2)}{(1 - a)^2 \ln a} \quad (53)$$

$$Re^*_A = 2\,300 \frac{(1 + 0,632^2) \ln 0,632 + (1 - 0,632^2)}{(1 - 0,632)^2 \ln 0,632} = 23\,047$$

Součinitel průtočných odporů pro mezikruží:

$$\xi_{annA} = (1,8 \log_{10} Re^*_A - 1,5)^{-2} \quad (54)$$

$$\xi_{annA} = (1,8 \log_{10} 23\,047 - 1,5)^{-2} = 0,024\,8$$

Opravný součinitel k_{2A} :

$$k_{2A} = 1,07 + \frac{900}{2\,300} - \frac{0,63}{1 + 10 Pr_2} \quad (55)$$

$$k_{2A} = 1,07 + \frac{900}{2\,300} - \frac{0,63}{1 + 10 \cdot 8,871} = 1,454$$

Nusseltovo číslo pro turbulentní část:

$$Nu_{turb} = \frac{(\xi_{ann}/8) \cdot 10^4 Pr_2}{k_{2A} + 12,7 \sqrt{\xi_{ann}/8} (Pr_2^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_{e2}}{L} \right)^{2/3} \right] 0,75 a^{-0,17} \quad (56)$$

$$Nu_{turb} = \frac{(0,024\,8/8) \cdot 10^4 \cdot 8,871}{1,454 + 12,7 \sqrt{0,024\,8/8} (8,871^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{0,020\,6}{1} \right)^{2/3} \right] 0,75 \cdot 0,632^{-0,17}$$

$$Nu_{turb} = 63,5$$

Opravný součinitel f_g :

$$f_{g,i} = 1,615 (1 + 0,14 a^{-1/2}) \quad (57)$$

$$f_{g,i} = 1,615 (1 + 0,14 \cdot 0,632^{-1/2}) = 1,899$$

Nusseltovo číslo pro laminární část se skládá ze 3 pomocných Nusseltových čísel.

$$Nu_{lam1,i} = 3,66 + 1,2 a^{-0,8} \quad (58)$$

$$Nu_{lam1,i} = 3,66 + 1,2 \cdot 0,632^{-0,8} = 5,392$$

$$Nu_{lam2,i} = f_{g,i} \left(2\,300 Pr_2 \frac{d_{e2}}{L} \right)^{1/3} \quad (59)$$

$$Nu_{lam2,i} = 1,899 \left(2\,300 \cdot 8,871 \frac{0,020\,6}{1} \right)^{1/3} = 14,15$$

$$Nu_{lam3} = \left(\frac{2}{1 + 22 Pr_2} \right)^{1/6} \left(2\,300 Pr_2 \frac{d_{e2}}{L} \right)^{1/2} \quad (60)$$

$$Nu_{lam3} = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot 8,871} \right)^{1/6} \left(2\,300 \cdot 8,871 \frac{0,020\,6}{1} \right)^{1/2} = 9,547$$

$$Nu_{lam} = (Nu_{lam1,i}^3 + Nu_{lam2,i}^3 + Nu_{lam3}^3)^{1/3} \quad (61)$$

$$Nu_{lam} = (5,392^3 + 14,15^3 + 9,547^3)^{1/3} = 15,687$$

Výsledné Nusseltovo číslo pro variantu A:

$$Nu_{2A} = (1 - 0,463) \cdot 15,687 + 0,463 \cdot 63,5 = 38$$

Nusseltovo podobnostní kritérium:

$$Nu_2 = \frac{\alpha_{2A} \cdot d_{e2}}{\lambda_2} \quad (62)$$

Součinitel přestupu tepla α_{2A} , který vychází ze vztahu (62):

$$\alpha_{2A} = \frac{Nu_{2A} \cdot \lambda_2}{d_{e2}} = \frac{38 \cdot 0,583}{0,020\,6} = 1\,069 \quad (63)$$

4.3.2 Výpočet součinitele přestupu tepla pro variantu B

Hmotnostní tok je dán součinem objemového toku a hustoty.

$$\dot{m}_{2B} = \dot{v}_{2B} \cdot \rho_2 = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 999,452 = 0,999 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (64)$$

Rychlost proudícího média je dána podílem objemového toku a průřezového průřezu.

$$c_{2B} = \frac{\dot{v}_{2B}}{S_2} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{1,424 \cdot 10^{-3}} = 0,702 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (65)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_{2B} = \frac{c_{2B} \cdot d_{e2}}{\nu_2} = \frac{0,702 \cdot 0,020\,6}{1,234 \cdot 10^{-6}} = 11\,723 \quad (66)$$

$Re_{2B} > 10^4$ a spadá již do turbulentní oblasti proudění. Proto je nutné pro výpočet Nusseltova čísla použít jiná korelace než ve variantě A. Korelace je vybrána ze zdroje [6] opět s přihlédnutím na skutečnost, že vnější stěna mezikruží je izolovaná a přestup tepla se uskutečňuje pouze vnitřní stěnou.

$$Nu_{2B} = \frac{(\xi_{ann}/8) Re_{2B} Pr_2}{k_{2B} + 12,7 \sqrt{\xi_{ann}/8} (Pr_2^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_{e2}}{L} \right)^{2/3} \right] F_{ann} \quad (67)$$

s platností: $10^4 \leq Re_{2B} \leq 10^6$

$$0,6 \leq Pr_2 \leq 1\,000$$

$$0 \leq \frac{d_{e2}}{L} \leq 1$$

Opravný součinitel k_{2B} :

$$k_{2B} = 1,07 + \frac{900}{Re_{2B}} - \frac{0,63}{1 + 10 Pr_2} \quad (68)$$

$$k_{2B} = 1,07 + \frac{900}{11 \cdot 723} - \frac{0,63}{1 + 10 \cdot 8,871} = 1,14$$

Náhradní Reynoldsovo číslo:

$$Re^*_B = Re_{2B} \frac{(1 + a^2) \ln a + (1 - a^2)}{(1 - a)^2 \ln a} \quad (69)$$

$$Re^*_B = 11 \cdot 723 \frac{(1 + 0,632^2) \ln 0,632 + (1 - 0,632^2)}{(1 - 0,632)^2 \ln 0,632} = 7 \cdot 840$$

Součinitel průtočných odporů pro mezikruží:

$$\xi_{annB} = (1,8 \log_{10} Re^*_B - 1,5)^{-2} \quad (70)$$

$$\xi_{annB} = (1,8 \log_{10} 7 \cdot 840 - 1,5)^{-2} = 0,033$$

Opravný součinitel F :

$$F_{ann} = 0,75 a^{-0,17} = 0,75 \cdot 0,632^{-0,17} = 0,811 \quad (71)$$

Výsledné Nusseltovo číslo pro variantu B:

$$Nu_{2B} = \frac{(0,033/8) \cdot 11 \cdot 719 \cdot 8,871}{1,14 + 12,7 \sqrt{0,033/8} (8,871^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{0,0206}{1} \right)^{2/3} \right] 0,811 = 98$$

Nusseltovo podobnostní kritérium:

$$Nu_{2B} = \frac{\alpha_{2B} \cdot d_{e2}}{\lambda_2} \quad (72)$$

Součinitel přestupu tepla α_{2B} , který vychází ze vztahu (72):

$$\alpha_{2B} = \frac{Nu_{2B} \cdot \lambda_2}{d_{e2}} = \frac{98 \cdot 0,583}{0,0206} = 2 \cdot 770 \quad (73)$$

4.4 Výpočet výstupních teplot výměníku

Pro výpočet budu předpokládat nulové tepelné a hydraulické ztráty, tzn.:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}_S \quad (\text{W}) \quad (74)$$

K výpočtu výstupních teplot výměníku t_{11} a t_{21} použijí kalorimetrickou rovnici

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{10} - t_{11}) \quad (\text{W}) \quad (75)$$

resp.

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{21} - t_{20}) \quad (\text{W}) \quad (76)$$

a vztah pro výpočet tepelného toku výměníku

$$\dot{Q}_S = k_L \cdot L \cdot \Delta t \quad (\text{W}) \quad (77)$$

Pro střední logaritmický teplotní spád je použit následující vztah.

$$\Delta t = \frac{\vartheta_0 - \vartheta_1}{\ln \frac{\vartheta_0}{\vartheta_1}} = \frac{(t_{10} - t_{20}) - (t_{11} - t_{21})}{\ln \frac{t_{10} - t_{20}}{t_{11} - t_{21}}} \quad (\text{K}) \quad (78)$$

A součinitel prostupu tepla vztažený na délku ze vztahu (77) je ukázkově vypočítán pro variantu A.

$$k_{LA} = \frac{2\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda_S} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_{2A} \cdot r_2}} \quad (\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (79)$$

$$k_{LA} = \frac{2\pi}{\frac{1}{6\,835 \cdot 0,013\,85} + \frac{1}{15} \cdot \ln \frac{0,016\,85}{0,013\,85} + \frac{1}{1\,069 \cdot 0,016\,85}} = 79 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

K výpočtu byl použit Excel 2013 a Python 2.7 (přiloženo na CD).

		12 °C											
		0,4997											
		30 °C		40 °C		50 °C		60 °C		70 °C		80 °C	
		s	h	s	h	s	h	s	h	s	h	s	h
v_h (m ³ /s)	v_h (m ³ /h)												
1,11E-04	0,4	----	----	----	----	----	----	13,18	54,598	13,45	63,34	13,77	71,83
2,22E-04	0,8	12,52	28,83	12,82	38,14	13,1	47,4	13,45	56,68	13,77	65,93	14,13	75,07
3,33E-04	1,2	12,57	29,14	12,90	38,63	13,24	48,11	13,58	57,58	13,93	67,05	14,31	76,44
4,44E-04	1,6	12,60	29,32	12,95	38,92	13,31	48,51	13,66	58,09	14,02	67,67	14,41	77,21
5,56E-04	2	12,63	29,43	12,99	39,10	13,35	48,77	13,72	58,42	14,09	68,08	14,49	77,70
6,67E-04	2,4	12,64	29,51	13,01	39,23	13,38	48,95	13,76	58,66	14,14	68,36	14,54	78,04
7,78E-04	2,8	12,66	29,57	13,03	39,33	13,41	49,08	13,79	58,83	14,17	68,57	14,58	78,296
8,89E-04	3,2	12,67	29,61	13,05	39,40	13,43	49,18	13,82	58,96	14,202	68,73	----	----
1,00E-03	3,6	12,68	29,66	13,06	39,42	13,45	49,27	13,84	59,06	----	----	----	----

Tab. 3: Výstupní teploty médií (teplé médium o průtoku 0,5 l/s)

kde m je hmotnostní průtok, v je objemový průtok, t je teplota, s značí studenou vodu a h teplou vodu

		12 °C											
		0,9995											
		30 °C		40 °C		50 °C		60 °C		70 °C		80 °C	
		s	h	s	h	s	h	s	h	s	h	s	h
v_h (m ³ /s)	v_h (m ³ /h)												
1,11E-04	0,4	----	----	----	----	----	----	12,82	52,45	13,02	60,64	13,26	68,31
2,22E-04	0,8	12,39	28,25	12,62	37,18	12,86	46,06	13,11	54,90	13,37	63,71	13,67	72,26
3,33E-04	1,2	12,45	28,64	12,72	37,82	13,00	46,96	13,28	56,09	13,57	65,19	13,90	74,13
4,44E-04	1,6	12,50	28,88	12,79	38,21	13,08	47,52	13,39	56,81	13,70	66,09	14,05	75,25
5,56E-04	2	12,53	29,04	12,84	38,48	13,15	47,90	13,47	57,30	13,79	66,70	14,16	76,00
6,67E-04	2,4	12,55	29,17	12,87	38,68	13,20	48,17	13,53	57,66	13,87	67,14	14,24	76,55
7,78E-04	2,8	12,57	29,26	12,90	38,83	13,24	48,38	13,58	57,93	13,92	67,47	14,304	76,96
8,89E-04	3,2	12,59	29,33	12,93	38,95	13,27	48,55	13,62	58,14	13,97	67,73	----	----
1,00E-03	3,6	12,60	29,39	12,95	39,04	13,30	48,68	13,65	58,32	----	----	----	----

Tab. 4: Výstupní teploty médií (teplé médium o průtoku 1 l/s)

kde m je hmotnostní průtok, v je objemový průtok, t je teplota, s značí studenou vodu a h teplou vodu

		12 °C											
		1,4992											
		30 °C		40 °C		50 °C		60 °C		70 °C		80 °C	
		s	h	s	h	s	h	s	h	s	h	s	h
v_h (m ³ /s)	v_h (m ³ /h)												
1,11E-04	0,4	----	----	----	----	----	----	12,59	51,85	12,73	59,88	12,91	67,31
2,22E-04	0,8	12,28	28,07	12,46	36,88	12,64	45,63	12,82	54,34	13,01	63,00	13,25	71,35
3,33E-04	1,2	12,34	28,47	12,54	37,55	12,75	46,58	12,96	55,59	13,18	64,56	13,44	73,33
4,44E-04	1,6	12,37	28,73	12,60	37,97	12,83	47,17	13,06	56,36	13,29	65,53	13,57	74,55
5,56E-04	2	12,40	28,91	12,64	38,26	12,88	47,58	13,13	56,90	13,38	66,19	13,67	75,37
6,67E-04	2,4	12,42	29,04	12,67	38,47	12,93	47,89	13,18	57,29	13,44	66,68	13,74	75,98
7,78E-04	2,8	12,44	29,14	12,70	38,64	12,96	48,12	13,23	57,59	13,49	67,05	13,797	76,44
8,89E-04	3,2	12,46	29,23	12,72	38,77	12,99	48,31	13,26	57,83	13,54	67,35	----	----
1,00E-03	3,6	12,47	29,29	12,74	38,88	13,01	48,46	13,29	58,03	----	----	----	----

Tab. 5: Výstupní teploty médií (teplé médium o průtoku 1,5 l/s)

kde m je hmotnostní průtok, v je objemový průtok, t je teplota, s značí studenou vodu a h teplou vodu

5 Závěr

Cílem mé práce bylo navrhnout výměník tepla typu trubka v trubce, který následně bude sestaven v laboratořích Ústavu energetiky. A pro tento výměník udělat kontrolní výpočet, kdy výstupem jsou teploty medií na výstupu z výměníku.

Co se týče návrhu a konstrukce, byla jsem omezena požadavky vedoucího práce a finanční možností ústavu. Proto jsou použity normalizované součásti a běžně dostupné hutní materiály, na kterých je potřeba udělat jen málo konstrukčních úprav. Jelikož je výměník navržen tak, aby se dal rozebrat, do budoucna se počítá s tím, že vnitřní trubku by mohly nahradit čtyři menší trubky, což by mělo za následek zvětšení teplosměnné plochy a tím pádem by přestup tepla mezi medii byl intenzivnější. A i přesto, že výměník je z kvalitního nerezového materiálu, neměl by být namáhán vnitřním přetlakem, jelikož nebyl navrhován jako tlakové zařízení.

K výpočtu jsem použila běžné korelace uváděné v literatuře proto je možná chyba, nebrala jsem v potaz ani pootočení nátrubků vůči sobě, což je další zdroj chyb. Zda budou výsledky shodné s naměřenými je možné korelace považovat za vhodné. Z výsledků je patrné, že pro nižší vstupní teploty teplejší vody bude téměř nemožné změřit výstupní teploty medií běžným teploměrem. Výpočet je proveden pro tři různé průtoky (0,5; 1 a 1,5 l/s) studeného média se vstupní teplotou 12°C. Průtok teplého média je dán použitým čerpadlem, tedy od 0,4 m³/h do 3,6 m³/h s intervalem 0,4 m³/h a vstupní teplota byla zvolena v rozmezí 30°C a 80°C s intervalem 10°C.

6 Citovaná literatura

- [1] STŘEDA Ivo, Miroslav SAZIMA, Jiří DOUBRAVA. *Termomechanika*. 3. Praha : ČVUT, 1992. str. 254. ISBN 80-01-00818-5.
- [2] SAZIMA Miroslav, Vladimír KMONÍČEK, Jiří SCHNELLER a kol. *Teplota*. Praha : SNTL, 1989. str. 592. ISBN 80-03-00043-2.
- [3] NOŽIČKA, Jiří. *Sdílení tepla*. Praha : ČVUT, 1998. str. 238. ISBN 80-01-01599-8.
- [4] JIROUŠ, František. *Aplikovaný přenos tepla a hmoty*. Praha : ČVUT, 2010. str. 207. ISBN 978-80-01-04514-5.
- [5] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 2. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2002. str. 212. ISBN 80-01-02591-8.
- [6] VDI-Gesellschaft . *VDI Heat Atlas*. 2. Düsseldorf : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. str. 1584. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [7] ČEZ a.s. *Jaderná energetika*. [Online] [Citace: 7. 5 2016.] Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/pro-media/otazky-odpovedi/1.html>.
- [8] TITAN Metal Fabricators. *Heat exchanger images*. [Online] [Citace: 7. 5 2016.] Dostupné z: <http://www.titanmf.com/photo-gallery/heat-exchangers/>.
- [9] DLOUHÝ, Tomáš. *Výměníky tepla a kotle - přednášky*. [Online] 2016. [Citace: 26. 1 2016.] Dostupné z: http://energetika.cvut.cz/?en_vymeniky-tepla-a-kotle,66.
- [10] RAFFAKO S.A. *Rotary heat exchangers*. [Online] [Citace: 6. 5 2016.] Dostupné z: <http://www.rafako.com.pl/pub/Image/luvo-MONTA%C5%BB-pak.jpg>.

7 Přílohy

teplota (°C)	12	30	40	50	60	70	80
hustota (kg/m ³)	999,452	995,609	992,183	988,009	983,175	977,748	971,779
kinematická viskozita (m ² /s)	1,234E-06	8,007E-07	6,578E-07	5,531E-07	4,740E-07	4,127E-07	3,643E-07
souč. teplotní vodivosti (m ² /s)	1,391E-07	1,476E-07	1,516E-07	1,551E-07	1,583E-07	1,611E-07	1,636E-07
souč. tepelné vodivosti (W/m.K)	0,583	0,614	0,629	0,641	0,651	0,660	0,667
měrná tepelná kapacita (J/kg.K)	4 192	4 180	4 178	4 179	4 183	4 188	4 195
Prandtlovo číslo	8,871	5,425	4,339	3,566	2,994	2,562	2,227

Tab. 6: Parametry vody a Prandtlovo číslo

v_h (m ³ /h)	0,4	0,8	1,2	1,6	2	2,4	2,8	3,2	3,6
rychlost proudění (m/s)	0,184	0,369	0,553	0,738	0,922	1,106	1,291	1,475	1,659

Tab. 7: Rychlost proudění teplejšího média

v_s (m ³ /s)	0,0005	0,001	0,0015
hmotnostní tok (kg/s)	0,500	0,999	1,499
rychlost proudění (m/s)	0,351	0,702	1,053
Reynoldsovo číslo	5 862	11 723	17 585
Nusseltovo číslo	38	98	137
souč. přestupu tepla α	1 069	2 770	3 890

Tab. 8: Hmotnostní tok, rychlost proudění, Reynoldsovo a Nusseltovo číslo, součinitel přestupu tepla pro chladnější médium

t_{hIN}	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	hmotnostní tok (kg/s)					
v_h (m ³ /h)						
0,4	0,111	0,110	0,110	0,109	0,109	0,108
0,8	0,221	0,220	0,220	0,218	0,217	0,216
1,2	0,332	0,331	0,329	0,328	0,326	0,324
1,6	0,442	0,441	0,439	0,437	0,435	0,432
2	0,553	0,551	0,549	0,546	0,543	0,540
2,4	0,664	0,661	0,659	0,655	0,652	0,648
2,8	0,774	0,772	0,768	0,765	0,760	0,756
3,2	0,885	0,882	0,878	0,874	0,869	0,864
3,6	0,996	0,992	0,988	0,983	0,978	0,972

Tab. 9: Hmotnostní tok teplejšího média

t_{hIN}	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	Reynoldsovo číslo					
v_h (m ³ /h)						
0,4	6 379	7 765	9 234	10 775	12 376	14 020
0,8	12 758	15 529	18 469	21 551	24 752	28 040
1,2	19 136	23 294	27 703	32 326	37 127	42 060
1,6	25 515	31 058	36 937	43 101	49 503	56 080
2	31 894	38 823	46 172	53 877	61 879	70 100
2,4	38 273	46 587	55 406	64 652	74 255	84 120
2,8	44 652	54 352	64 640	75 427	86 631	98 140
3,2	51 030	62 116	73 874	86 202	99 006	112 160
3,6	57 409	69 881	83 109	96 978	111 382	126 180

Tab. 10: Reynoldsovo číslo teplejšího média

t_{hIN}	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	Nusseltovo číslo					
v_h (m ³ /h)						
0,4	----	----	----	72,1	75,4	78,2
0,8	105,0	112,7	119,5	125,5	130,8	135,4
1,2	146,5	156,9	166,2	174,2	181,3	187,5
1,6	185,8	198,8	210,3	220,3	229,1	236,7
2	223,6	239,2	252,8	264,6	274,9	283,9
2,4	260,4	278,3	294,0	307,5	319,3	329,5
2,8	296,2	316,4	334,1	349,4	362,6	374,0
3,2	331,3	353,8	373,4	390,3	404,9	----
3,6	365,8	390,5	411,9	430,4	----	----

Tab. 11: Nusseltovo číslo teplejšího média

t_{hIN}	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	součinitel přestupu tepla α					
v_h (m ³ /h)						
0,4	----	----	----	1 599	1 671	1 884
0,8	2 328	2 498	2 649	2 781	2 898	3 260
1,2	3 246	3 478	3 683	3 862	4 019	4 515
1,6	4 118	4 408	4 663	4 884	5 078	5 699
2	4 957	5 301	5 604	5 866	6 094	6 835
2,4	5 771	6 169	6 516	6 817	7 079	7 935
2,8	6 566	7 014	7 406	7 744	8 037	9 005
3,2	7 344	7 842	8 277	8 650	8 974	----
3,6	8 109	8 656	9 131	9 540	----	----

Tab. 12: Součinitel přestupu tepla pro teplejší médium

t_{sIN}	12 °C					
m_s (kg/s)	0,4997					
t_{hIN}	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	součinitel prostupu tepla k					
v_h (m ³ /h)						
0,4	----	----	----	55,2	56,2	58,8
0,8	63,1	64,4	65,6	66,5	67,2	69,2
1,2	69,2	70,3	71,2	72,0	72,6	74,3
1,6	73,0	73,9	74,7	75,4	75,9	77,3
2	75,6	76,4	77,1	77,7	78,1	79,4
2,4	77,5	78,3	78,9	79,4	79,7	80,9
2,8	78,9	79,7	80,2	80,6	81,0	82,0
3,2	80,1	80,8	81,3	81,7	82,0	----
3,6	81,1	81,7	82,1	82,5	----	----

Tab. 13: Součinitel prostupu tepla (chladnější médium o průtoku 0,5 l/s)

t_{sIN}	12 °C					
m_s (kg/s)	0,9995					
t_{hIN}	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	součinitel prostupu tepla k					
v_h (m ³ /h)						
0,4	----	----	----	78,9	80,9	86,3
0,8	95,9	99,1	101,7	103,9	105,8	110,9
1,2	110,7	113,7	116,1	118,1	119,8	124,4
1,6	120,8	123,5	125,7	127,5	129,0	133,2
2	128,1	130,6	132,6	134,2	135,6	139,4
2,4	133,7	136,0	137,9	139,4	140,6	144,1
2,8	138,1	140,3	142,0	143,4	144,5	147,8
3,2	141,7	143,8	145,4	146,7	147,7	----
3,6	144,77	146,67	148,18	149,37	----	----

Tab. 14: Součinitel prostupu tepla (chladnější médium o průtoku 1 l/s)

t_{sIN}	12 °C					
m_s (kg/s)	1,4992					
t_{hIN}	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	součinitel prostupu tepla k					
v_h (m ³ /h)						
0,4	----	----	----	85,5	87,8	94,3
0,8	105,9	109,8	113,0	115,7	118,0	124,5
1,2	124,3	128,0	131,1	133,6	135,7	141,8
1,6	137,0	140,5	143,4	145,7	147,7	153,3
2	146,5	149,8	152,5	154,6	156,4	161,6
2,4	153,9	157,0	159,4	161,4	163,1	167,9
2,8	159,8	162,7	165,0	166,9	168,4	172,9
3,2	164,7	167,4	169,6	171,3	172,7	----
3,6	168,8	171,3	173,4	175,0	----	----

Tab. 15: Součinitel prostupu tepla (chladnější médium o průtoku 1,5 l/s)

t_{sIN}	12 °C					
m_s (kg/s)	0,4997					
t_{hIN}	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	tepelný tok Q (W)					
v_h (m ³ /h)						
0,4	----	----	----	2 468	3 029	3 701
0,8	1 082	1 718	2 369	3 031	3 701	4 464
1,2	1 196	1 889	2 596	3 311	4 033	4 834
1,6	1 266	1 995	2 735	3 483	4 236	5 057
2	1 315	2 068	2 831	3 600	4 374	5 160
2,4	1 351	2 121	2 901	3 686	4 475	5 318
2,8	1 378	2 162	2 954	3 751	4 552	5 402
3,2	1 400	2 195	2 997	3 803	4 613	----
3,6	1 418	2 222	3 032	3 846	----	----

Tab. 16: Tepelný tok (chladnější médium o průtoku 0,5 l/s)

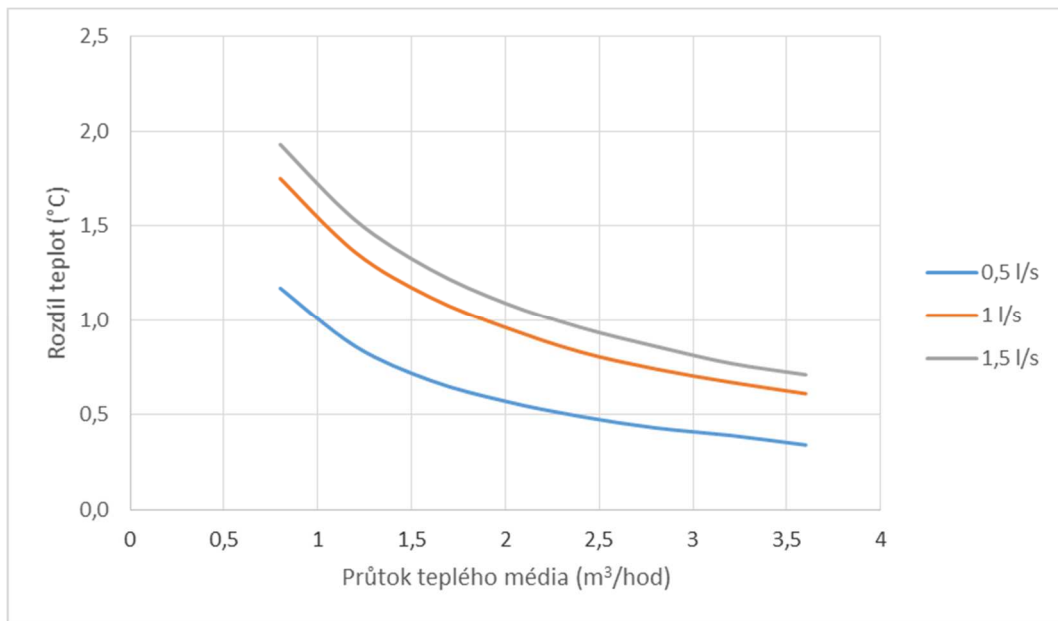
t_{sIN}	12 °C					
m_s (kg/s)	0,9995					
t_{hIN}	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	tepelný tok Q (W)					
v_h (m ³ /h)						
0,4	----	----	----	3 450	4 261	5 295
0,8	1 623	2 603	3 619	4 663	5 725	7 015
1,2	1 892	3 018	4 178	5 362	6 563	7 976
1,6	2 076	3 298	4 552	5 827	7 118	8 604
2	2 210	3 502	4 823	6 163	7 518	9 052
2,4	2 313	3 658	5 030	6 419	7 821	9 390
2,8	2 395	3 782	5 193	6 621	8 060	9 654
3,2	2 463	3 883	5 326	6 785	8 253	----
3,6	2 365	3 967	5 437	6 921	----	----

Tab. 17: Tepelný tok (chladnější médium o průtoku 1 l/s)

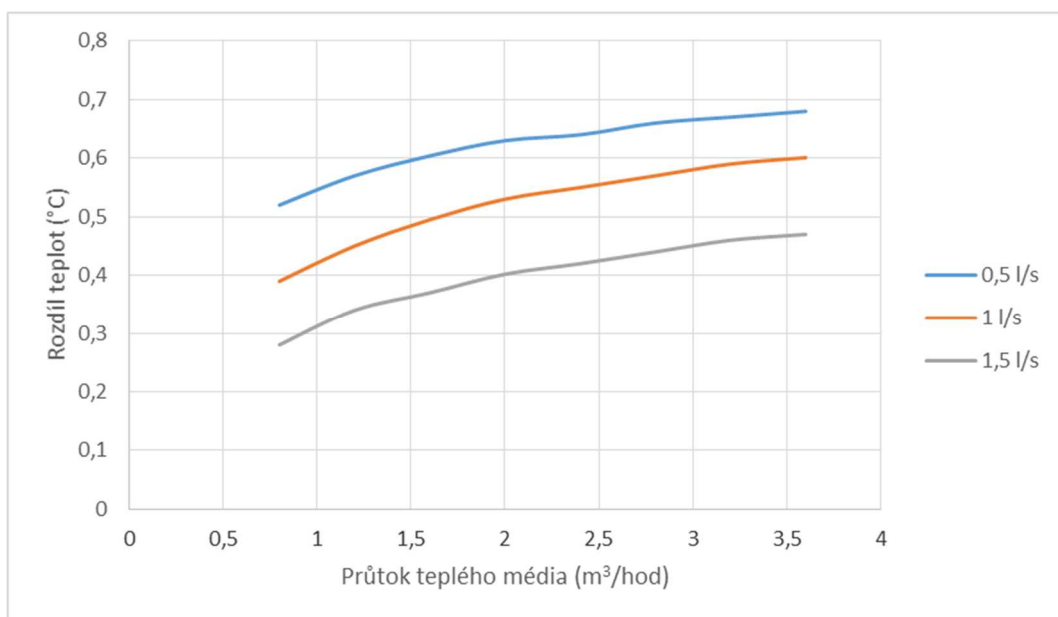
t_{sIN}	12 °C					
m_s (kg/s)	1,4992					
t_{hIN}	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C
	teplný tok Q (W)					
v_h (m ³ /h)						
0,4	----	----	----	3722	4605	5750
0,8	1 787	2 875	4 009	5 175	6 366	7 839
1,2	2 120	3 391	4 706	6 052	7 420	9 060
1,6	2 353	3 749	5 186	6 652	8 137	9 881
2	2 527	4 015	5 541	7 093	8 664	10 476
2,4	2 663	4 222	5 816	7 434	9 069	10 931
2,8	2 772	4 388	6 036	7 706	9 393	11 292
3,2	2 863	4 524	6 216	7 929	9 657	----
3,6	2 939	4 639	6 368	8 116	----	----

Tab. 18: Tepelný tok (chladnější médium o průtoku 1,5 l/s)

Změna teplot médií (teplejší médium o vstupní teplotě 30 °C)

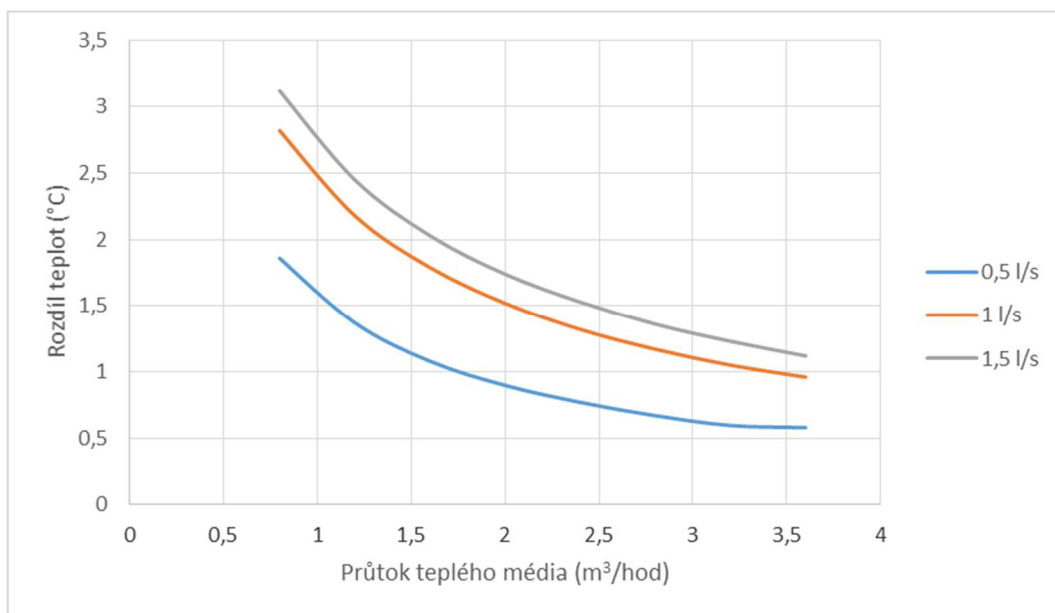


Graf 1: Ochlazení teplejšího média

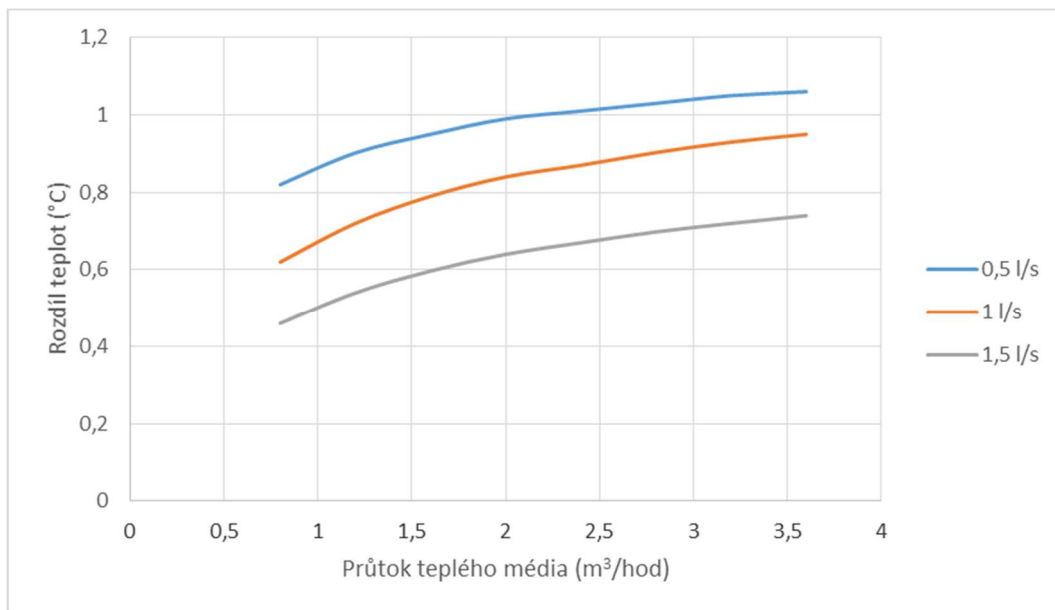


Graf 2: Ohřátí chladnějšího média

Změna teplot médií (teplejší médium o vstupní teplotě 40 °C)

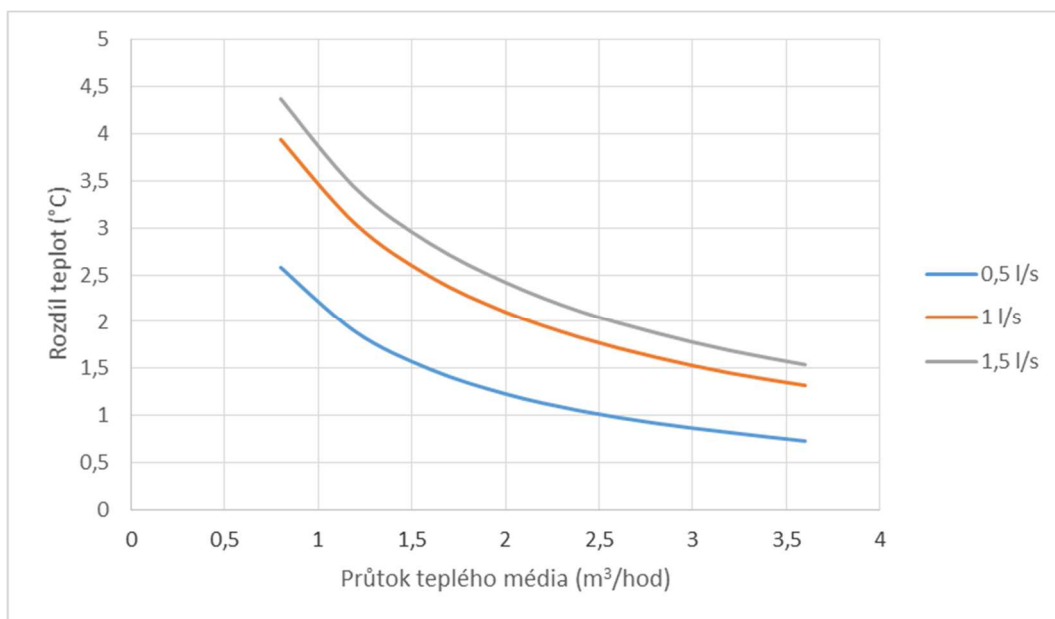


Graf 3: Ochlazení teplejšího média

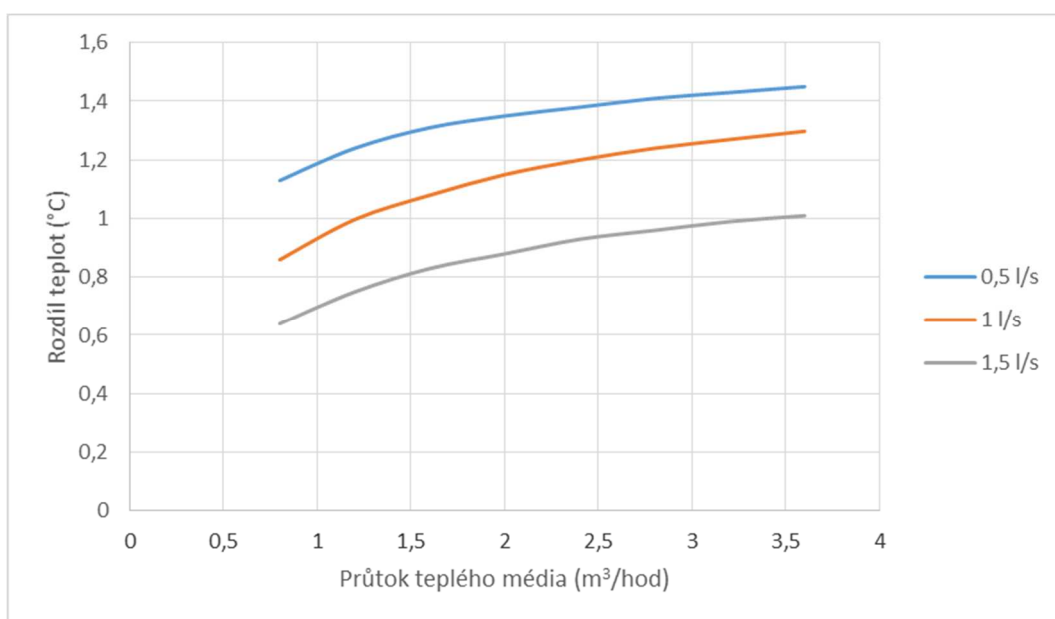


Graf 4: Ohřátí chladnějšího média

Změna teplot médií (teplejší médium o vstupní teplotě 50 °C)

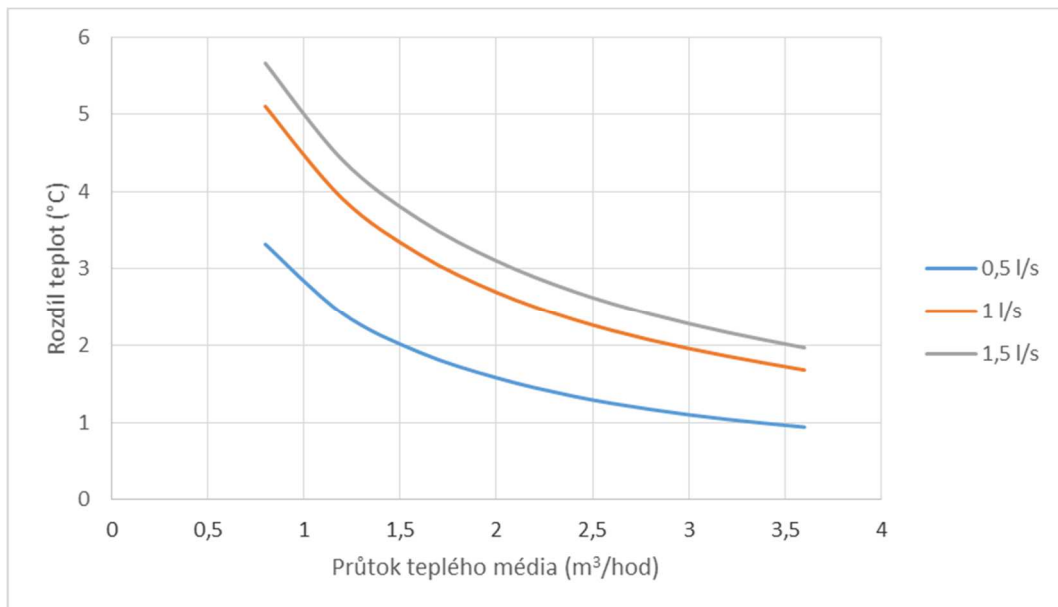


Graf 5: Ochlazení teplejšího média

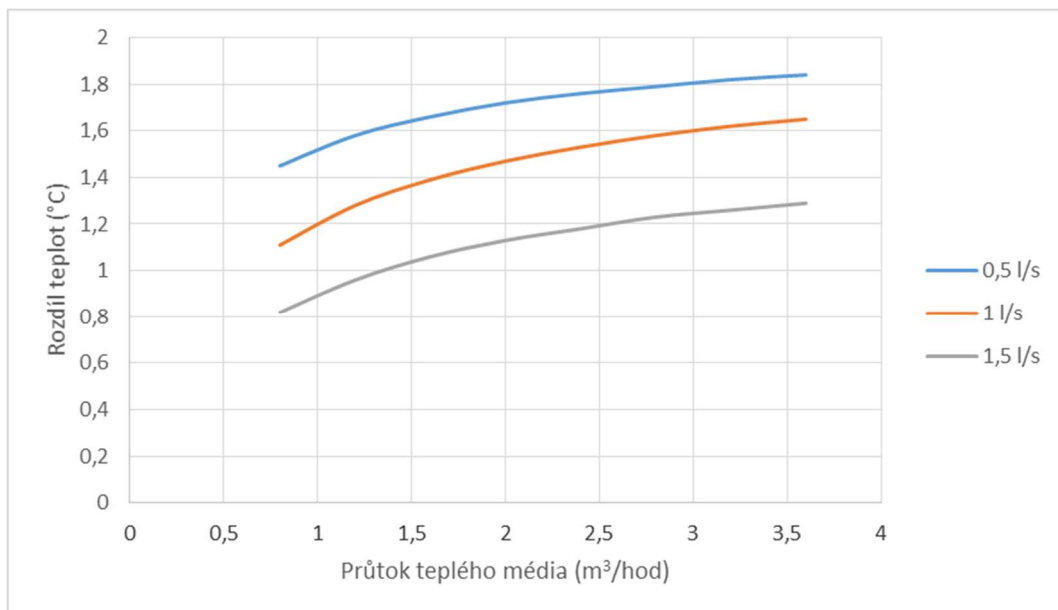


Graf 6: Ohřátí chladněšího média

Změna teplot médií (teplejší médium o vstupní teplotě 60 °C)

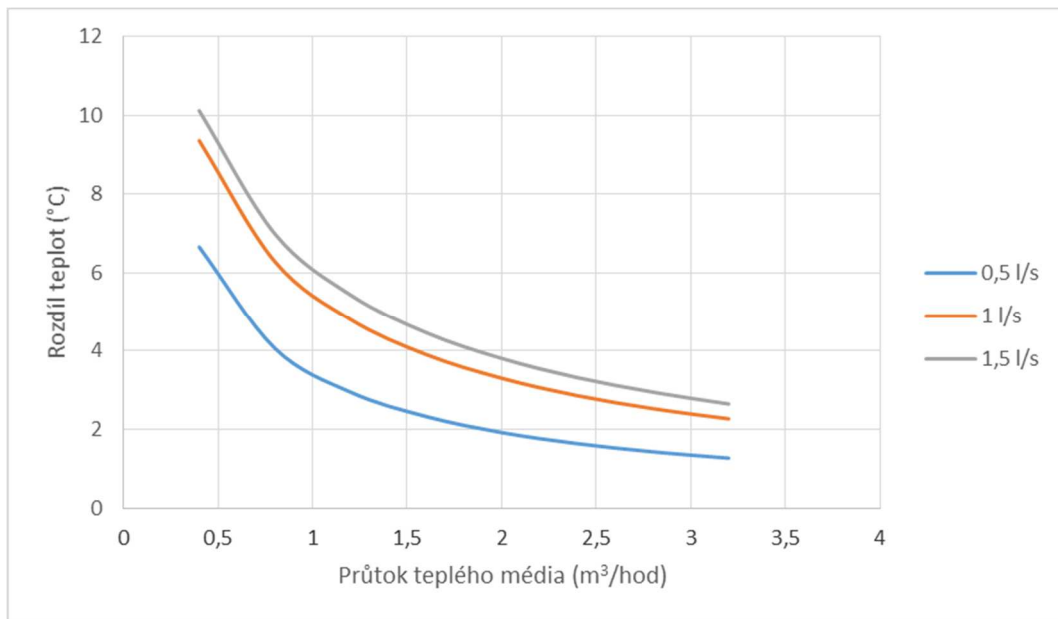


Graf 7: Ochlazení teplejšího média

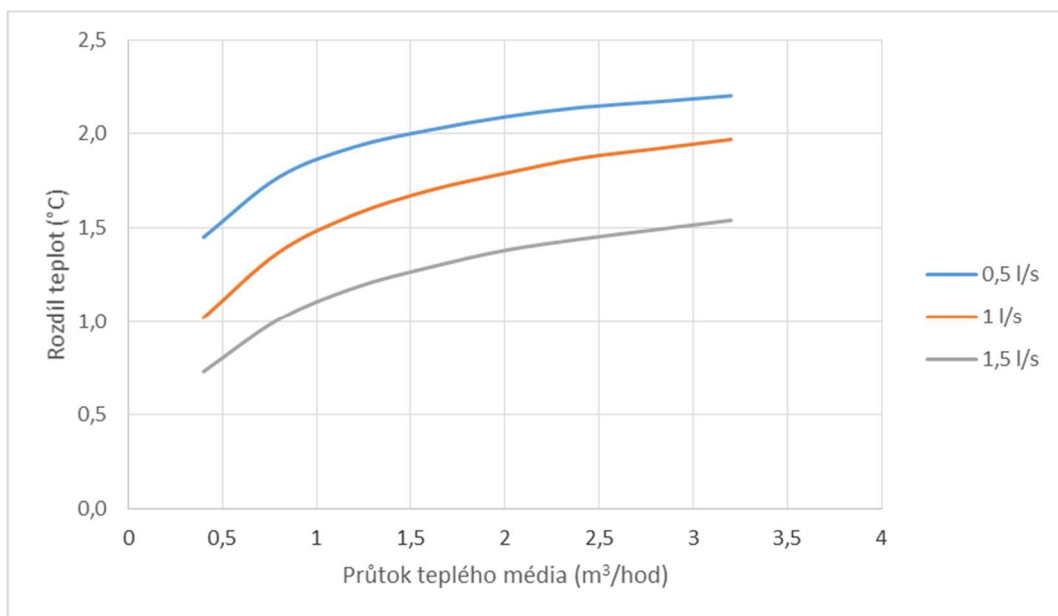


Graf 8: Ohřátí chladnějšího média

Změna teplot médií (teplejší médium o vstupní teplotě 70 °C)

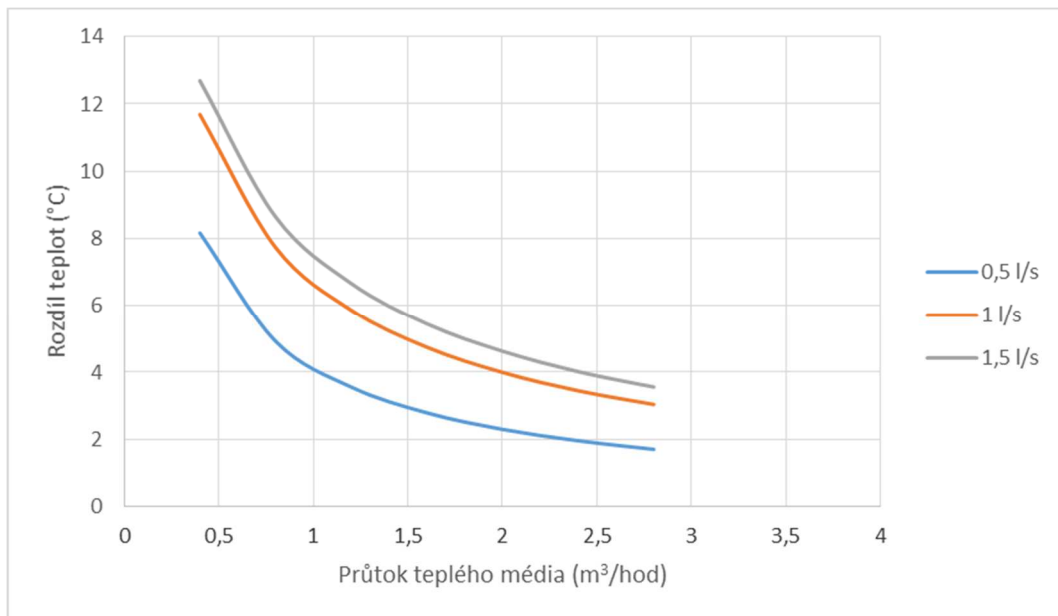


Graf 9: Ochlazení teplejšího média

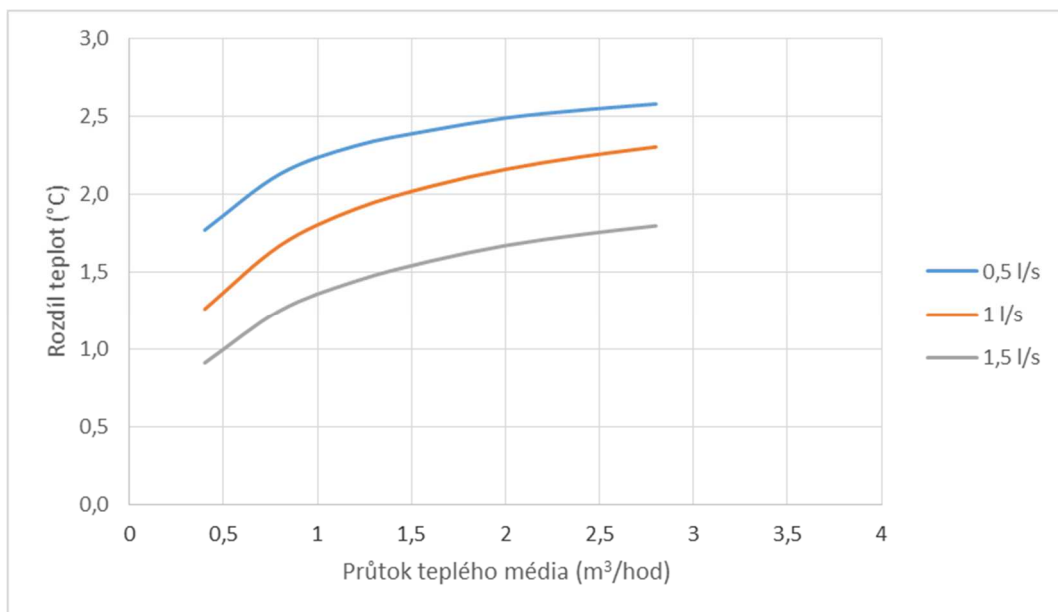


Graf 10: Ohřátí chladnějšího média

Změna teplot médií (teplejší médium o vstupní teplotě 80 °C)



Graf 11: Ochlazení teplejšího média



Graf 12: Ohřátí chladnějšího média