



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**TEPELNĚ HYDRAULICKÝ NÁVRH VÝMĚNÍKU PRO  
ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ**

HEAT-HYDRAULIC DESIGN OF THE EXCHANGER FOR THE TEST DEVICE

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Jan Únar

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2019



# Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Jan Únar**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**  
Akademický rok: 2018/19

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:

## **Tepelně hydraulický návrh výměníku pro zkušební zařízení**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Výměníky tepla slouží k přenosu tepelné energie mezi jednotlivými pracovními médii. V tomto případě se jedná o výměník tepla, u kterého bude docházet dle požadavku k ohřevu / ochlazení vzduchu proudícího do zkušebního zařízení. Topným / chladícím médiem bude voda, proudící uvnitř trubkového výměníku.

### **Cíle bakalářské práce:**

- popis výměníků tepla
- návrh koncepčního řešení výměníku
- tepelný výpočet výměníku
- hydraulický výpočet výměníku

### **Seznam doporučené literatury:**

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o. Brno, 2013, 119 s. ISBN 978-80-214-4770-7.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000, x, 1119 s. ISBN 0-8247-9787-6.

ŠORIN, Serafim Nikolajevič, Radko HEJZLAR a Rudolf MATHON. Sdílení tepla. Praha : Bratislava: SNTL - Nakladatelství technické literatury ; Nakladatelství ALFA, 1968, 398 s.

JÍCHA, Miroslav. Přenos tepla a látky. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem trubkového výměníku pro zkušební zařízení. Výměník bude sloužit k ohřevu nebo k ochlazení proudícího vzduchu na požadovanou hodnotu. Topným / chladícím médiem proudícím v trubkovém prostoru je voda.

V první části práce jsou popsány funkce, rozdělení, požadavky a aktuální možnosti výměníků tepla. Druhou část tvoří tepelný a hydraulický výpočet pro variantu hladkých trubek a trubek s příčnými žebry a vyhodnocení výsledků. Výsledkem práce je návrh trubkového výměníku, který má tvar kanálu čtvercového typu pro obě varianty.

### **Klíčová slova**

Teplo, tepelný výpočet, tlakové ztráty, ohřev, chlazení, žebrované trubky, křížový výměník

## **ABSTRACT**

This bachelor thesis deals with the design of tube exchanger for testing device. The exchanger will serve to heat or cool the flowing air to the desired value. The heating / cooling medium flowing in the tubular space is water.

The first part describes the functions, distribution, requirements and current trends of heat exchangers. The second part consists of thermal and hydraulic calculations for the variant of bare tubes and finned tubes and evaluation of results. The result of this work is a design of a tube exchanger, which has the shape of a square type channel for both variants.

### **Key words**

Heat, heat calculation, pressure loss, heating, cooling, finned tubes, cross exchanger

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ÚNAR, Jan. *Tepelně hydraulický návrh výměníku pro zkušební zařízení*. Brno, 2019. 51 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116600>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Ing. Petr Kracík, Ph.D..

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Tepelně hydraulický návrh výměníku pro zkušební zařízení** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---

Datum

---

*Jan Únar*

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D za cenné připomínky, rady, trpělivost a čas, který mi věnoval při vypracovávání bakalářské práce.



## OBSAH

<b>ÚVOD .....</b>	<b>10</b>
<b>1 Výměníky tepla .....</b>	<b>12</b>
1.1 Rozdělení výměníků.....	12
1.2 Trubkové výměníky tepla .....	15
1.2.1 Plášťový výměník tepla .....	15
1.2.2 Dvoutrubkové výměník tepla .....	17
1.2.3 Spirálový výměník tepla .....	17
1.3 Požadavky na výměníky tepla.....	17
1.3.1 Požadavky na teplotnosné látky.....	18
1.4 Inovace v oblasti výměníku tepla.....	18
1.4.1 Mikrokanálové výměníky .....	18
1.5 Další inovace v oblasti výměníků tepla .....	19
<b>2 Návrh a výpočet výměníku tepla .....</b>	<b>21</b>
2.1 Vstupní parametry .....	23
2.2 Potřebný topný a chladicí výkon.....	23
2.3 Výpočet součinitele přestupu tepla v TP.....	25
2.4 Výpočet tlakových ztráty v TP.....	28
2.5 Výpočet součinitele přestupu tepla v MP pro hladké trubky .....	30
2.6 Výpočet tlakových ztrát v MP pro hladké trubky .....	33
2.7 Výpočet potřebné teplosměnné plochy pro hladké trubky.....	33
2.8 Výpočet prostupu tepla v MP pro trubky s vnějším žebrováním.....	34
2.9 Výpočet potřebné teplosměnné plochy pro žebrované trubky .....	39
2.10 Výpočet tlakové ztráty v MP pro trubky s vnějším žebrováním.....	39
2.11 Souhrn výsledků.....	42
<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>44</b>
<b>BIBLIOGRAFIE .....</b>	<b>45</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>	<b>47</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>51</b>

## **ÚVOD**

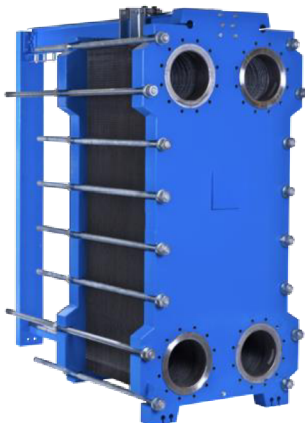
Lidé vždy rozuměli, že něco z horkých objektů přestupuje do chladnějších. Obecně můžeme říct, že hnací silou tepelného toku ve vesmíru je snížení teplotního rozdílu, ten však nikdy nebude nulový. Celý život na planetě se vyvinul podle různých teplotních toků, které se člověk postupně začal učit používat a zintenzivňovat.

Výměníky tepla mají dlouhou historii vývoje. První zmínky o výměnících tepla jako takových jsou z dvacátých let minulého století. V dnešní době jsou používány ve většině technologických procesech. Snahou u výměníku je, aby přeměna tepla mezi látkami probíhala při co nejmenším úniku tepla do okolí s ohledem na cenu, rozměry výměníku, ekologickou nezávadnost, životnost a mnoho dalších. Jelikož jsou požadavky na výměníky často velmi rozdílné, bylo vyvinuto spousta typů výměníků.



## 1 Výměníky tepla

Výměník tepla je zařízení přenášející tepelnou energii mezi dvěma nebo více látkami o rozdílných teplotách. Přenos tepelné energie probíhá pomocí radiace (záření), vedení (kondukce), proudění (konvekce). Teplejší médium předává svojí tepelnou energii tělesu chladnějšímu. Většinou jsou média rozdělena teplosměnnou stěnou a nedochází tedy k přímému kontaktu (mísení). Teplosměnná plocha může být různých tvarů např. deska, spirála nebo trubice. Výměníky tepla nacházejí uplatnění v mnoha průmyslových aplikacích, například při výrobě elektřiny v jaderných či tepelných elektrárnách, v potravinářském průmyslu, v lodních zařízeních nebo třeba při úpravě teploty vody v bazénech. [1] [2]



Obr. 1.1 Deskový výměník [3]

### 1.1 Rozdělení výměníků

V současnosti existuje mnoho druhů výměníků, a proto je zapotřebí si je rozdělit do několika kategorií. Výměníky lze dělit podle konstrukce, způsobu přenosu tepla, smyslu proudění médií, použití, kompaktnosti plochy, počtu tekutin a pracovního pochodu. V této kapitole jsou uvedeny pouze vybrané základní rozdělení. [1] [2] [4]

#### A) Podle použití:

Primárním úkolem výměníku je změna tepla (teploty) jednoho média na požadovanou hodnotu, avšak v některých případech jsou požadavky na změnu fáze nebo vlhkosti. Podle použití je dělíme na:

- Chladiče,
- Ohříváky,
- Výparníky,
- Kondenzátory,
- Přehříváky,
- Sušárny,
- Topná tělesa.

#### B) Podle způsobu přenosu tepelné energie:

Podle způsobu přenosu energie používáme čtyři základní typy výměníků.

- **Rekupační** – Přenos tepelné energie je realizován pomocí teplosměnné plochy, která zabraňuje přímému kontaktu a zároveň slouží pro přenos tepelné energie. Uplatňuje se zde prostup tepla pomocí vedení a proudění.

- **Regenerační** – Přenos tepelné energie probíhá s určitým časovým zpožděním ve vymezeném prostoru. Tento prostor je vyplněn prvkem, který je schopen akumulovat teplo a následně ho předávat ohřivanému médiu. U tohoto typu může docházet k částečnému míšení obou médií. Tento typ výměníků nachází uplatnění zejména u aplikací pro zpětné získávání tepla předehřevem vzduchu v elektrárnách a podobných vysoce energeticky náročných odvětvích. U špatně navrženého regeneračního výměníku snadno dojde ke křížení teplot. V současnosti je velká snaha o zlepšení účinnosti, což by mělo za následek větší využití regeneračních výměníků v budoucnu.
- **Kontaktní** – Média různých fází jsou v pracovním prostoru smíšena a následně jsou od sebe znovu rozdělena. Může docházet k částečnému míšení.
- **Směšovací** – Dojde ke smíšení jednotlivých médií a vznikne homogenní směs.

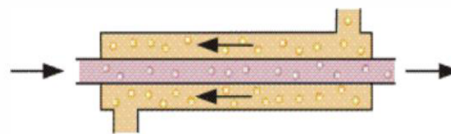
#### C) Podle způsobu přenosu tepla:

- **Konvekční** – k přestupu tepla dochází zejména konvekcí
- **Sálavé** – k přestupu tepla dochází zejména sáláním
- **Kombinované** – k přestupu tepla dochází sáláním i prouděním

#### D) Podle smyslu proudění médií:

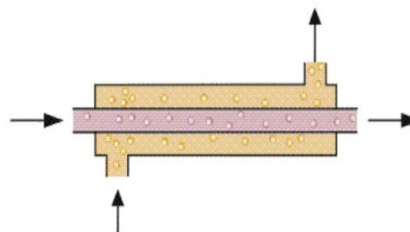
Podle smyslu proudění lze výměníky rozdělit do třech základních skupin a jejich kombinací:

- **Protiproudé** – Směry proudění médií jsou rovnoběžné ale proudí v opačných směrech. Tento typ umožňuje největší změnu teploty, a proto ho můžeme považovat za nejúčinnější.



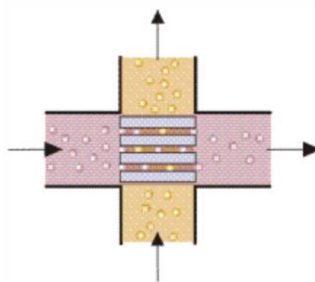
Obr. 1.2 Protiproudý výměník [4]

- **Souproudé** – Směry proudění médií jsou rovnoběžné a média proudí ve stejném směru. Oproti protiproudému uspořádání je méně účinné a nedochází k tak velkému rozdílu teploty stěny.



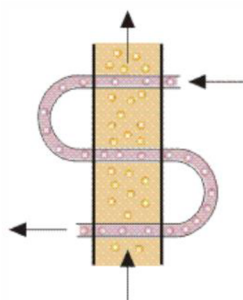
Obr. 1.3 Souproudý výměník [4]

- **Křížové** – U tohoto typu jsou osy proudů vůči sobě v pravém úhlu. Účinnost křížových výměníků se pohybuje mezi účinnostmi souproudých a protiproudých výměníků.



Obr. 1.4 Křížový výměník [4]

- **Kombinované** – V praxi se často používají výměníky, které jsou kombinací předchozích typů. Příkladem může být kombinace křížového a protiproudého. Tento typ výměníku je zobrazen na Obr. 1.5.



Obr. 1.5 Kombinovaný výměník [4]

#### E) Podle konstrukce:

V současné době je spousta možností pro konstrukční řešení výměníků tepla. Podle konstrukčních detailů lze výměníky dělit ze zdroje [2] následovně.

Tab. 1 Rozdělení výměníků tepla [2]

Trubkové výměníky tepla	- Dvoutrubkové - Plášťové - Spirálové
Deskové výměníky tepla <sup>1</sup>	- Svařované - Polosvařované - Pájené - Lamelové - Spirálové - Utěsněné
S rozšířeným povrchem	- Deskové s kanály - Trubkové s žebrováním
Regenerační	- Statické - Rotační

<sup>1</sup> V literatuře často označované pod názvem PHEs – plate heat exchangers

## 1.2 Trubkové výměníky tepla

Jedná se o typ výměníku rekuperačního a nedochází tak k přímému kontaktu mezi pracovními látkami. Tento typ výměníku je konstruován z kruhových desek. V některých případech se může jednat o eliptické, obdélníkové nebo různě ploché desky. Návrh tohoto typu výměníku představuje velkou flexibilitu. Můžeme měnit uspořádání, délky, průměry trubek a celkově tak uspořádání jádra výměníku. Trubkové výměníky jsou schopny odolávat velkým tlakům a vysokým tlakovým rozdílům protékajících médií. Nejčastěji se tento typ používá pro přenos tepelné energie mezi kapalina-kapalina nebo v kombinaci s kondenzací či varem. Často se také používají pro přenos tepla voda-plyn nebo plyn-plyn a to při vysokých tlacích. [1] [5]

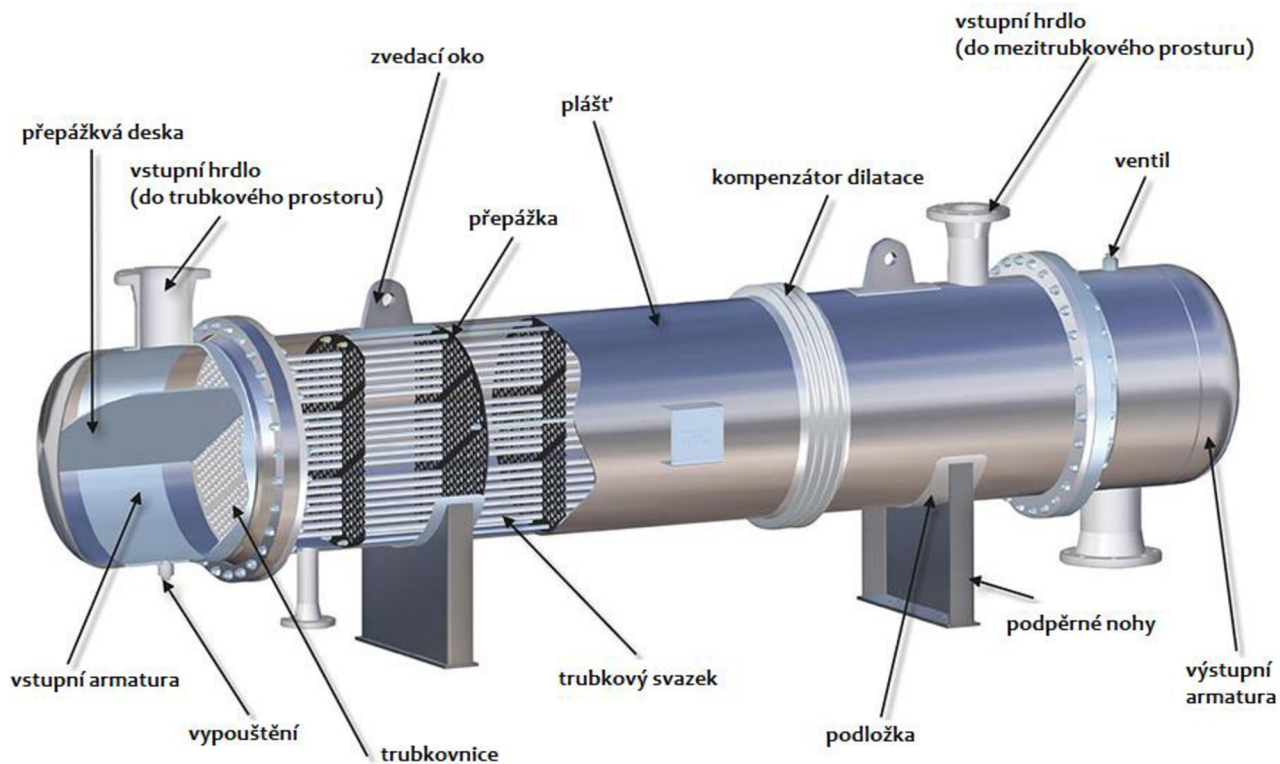


Obr. 1.6 Trubkový výměník tepla [6]

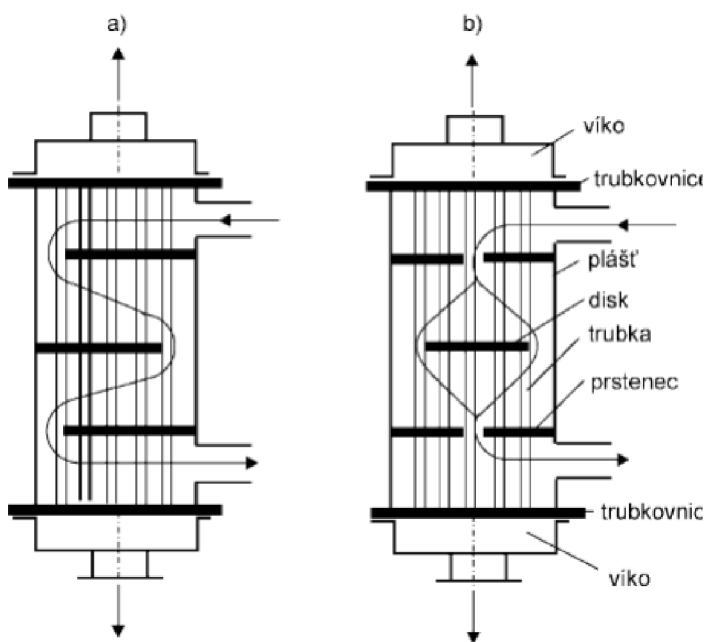
Jak bylo uvedeno výše, trubkové výměníky se dělí na dvoutrubkové, plášťové a spirálové. Trubkové výměníky jsou v průmyslové praxi hojně používány. Hlavním důvodem je, že dokáží splňovat široké rozpětí provozních podmínek. Můžeme se setkat s výměníky pracujícími ve vakuu nebo naopak při velmi vysokém tlaku a to řádově 100 MPa. Odolávají vysokým teplotním a tlakovým rozdílům mezi tekutinami. Limitující jsou pouze materiály, které musí těmto podmínkám odolávat. [5]

### 1.2.1 Plášťový výměník tepla

Tento typ výměníku se skládá z pláště, na kterém jsou připevněny trubkovnice. Do trubkovnice jsou do svazku zaválcovány, nebo přivařeny trubky. Jedna tekutina proudí uvnitř trubek a druhá proudí napříč nebo podél v mezitrubkovém prostoru. Trubky mají tloušťky stěn v rozmezí od 1 mm do cca 2,5 mm v závislosti na rozdílech tlaků jednotlivých médií. Průřez v mezitrubkovém prostoru je většinou navržen tak, aby byl cca 2 až 3x větší, než je průřez v trubkách. Pro intenzifikaci přestupu tepla se používají přepážky, které mohou být segmentové nebo koncentrické obr. 1.8. Přepážky můžeme použít i pro eliminaci průhybů trubek a tlumení vibrací. Použití přepážek má za následek větší ztráty v mezitrubkovém prostoru. Nedílnou součástí plášťového výměníku je kompenzátor délkové roztažnosti, protože často dochází k velkým teplotním namáháním zejména při uvedení do provozu a následné odstávce zařízení. Řešením může být volný konec hlavy výměníku. Detailnější popis jednotlivých částí plášťového výměníku popisuje obr. 1.7. [1] [5]



Obr. 1.7 Plášťový výměník tepla [7]

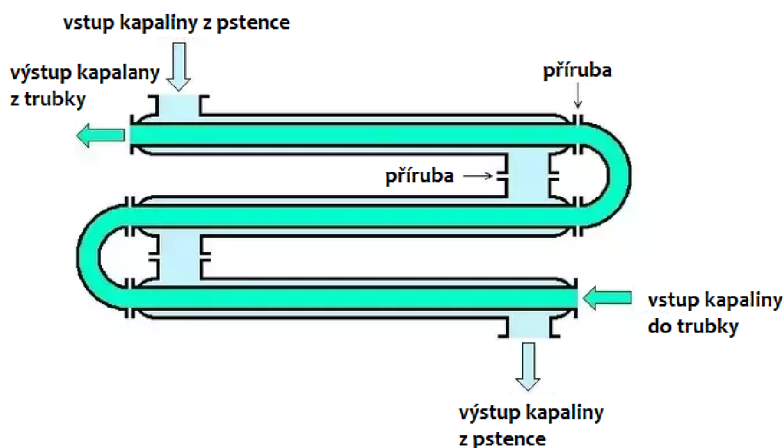


Obr. 1.8 Plášťový výměník tepla s přepážkami  
a) segmentovými b) koncentrickými [8]



### 1.2.2 Dvoutrubkový výměník tepla

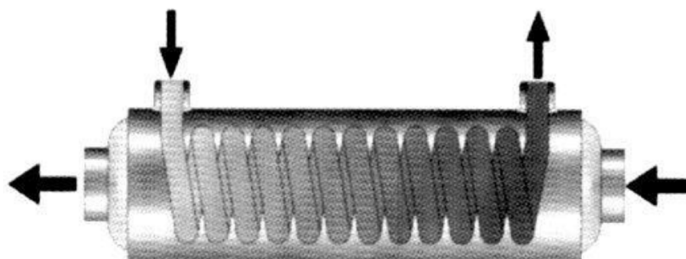
Jedná se o velmi jednoduchý výměník. Je konstruován jako protiproudý výměník, který se většinou skládá ze dvou soustředěných trubek, přičemž vnitřní trubka může být hladká nebo žebrovaná. Jedna tekutina proudí uvnitř trubky a druhá v prostoru mezi trubkami. Schematicky zobrazeno na obr. 1.9. Velkou výhodou těchto typů je možnost použití malých tloušťek stěn. To vede ke nízkým hmotnostem těchto výměníků. Další výhodou je jednoduchá výroba a snadné mechanické čištění. Protože izolace pro velké průměry je velmi drahá, používají se tyto výměníky pro malé aplikace o velikosti teplosměnné plochy do cca 50 m<sup>2</sup>. [1] [5]



Obr. 1.9 Dvoutrubkový výměník [25]

### 1.2.3 Spirálový výměník tepla

Jedná se o speciální typ trubkového výměníku, u kterého je charakteristické šroubovitě vynutí trubek. Trubky mohou být vedeny v jedné nebo více řadách. Rychlost přenosu tepla je větší než při použití klasických přímých trubek. Tepelná dilatace hraje u tohoto typu velmi nevýznamnou roli. Mezi hlavní nevýhody patří velmi obtížné čištění, a to, že trubka je vyrobena z jednoho kusu, a při opravách je nutno ji celou vyměnit. [1] [5]



Obr. 1.10 Spirálový výměník [9]

## 1.3 Požadavky na výměníky tepla

Při návrhu výměníku je snahou dosáhnout nejintenzivnější přestupu tepla, a to za nejnižší pořizovací cenu. Požadavky jsou nejčastěji kladeny na rozměry, hmotnost, spolehlivost a cenu. Tyto požadavky mohou být často velmi rozdílné, a proto je nutné při návrhu najít takové řešení, které bude kompromisem a dojde tak k optimálnímu návrhu. [1] [2]

Mezi základní požadavky patří [2]:

- Vysoká tepelná účinnost
- Spolehlivost a dlouhý provoz

- Materiál vhodný pro dané teploty a tlaky
- Jednoduchost výroby
- Nízké provozní náklady
- Snadná možnost provedení opravy a údržby
- Nízké tlakové ztráty
- Potřebné rozměry a snadná instalace

### 1.3.1 Požadavky na teplotnosné látky

Zvolením teplotnosného média můžeme velmi významně ovlivnit přestup tepla. Častým požadavkem je velká měrná kapacita a tepelná vodivost. Tyto vlastnosti úzce souvisí se součinitelem přestupu tepla. Mezi další požadavky patří nízká viskozita a s ní související tlakové ztráty, nízká agresivita, zdravotní nezávadnost nebo cena. Tyto požadavky jsou komplexně splněny pouze v případech, kdy se jedná o média voda a vodní pára. Jistou nevýhodou těchto médií je v oblasti koroze materiálu a tvorbě usazenin ze solí obsažených ve vodě. [1] [4]

U výměníku, kde je pracovní látkou voda, je zapotřebí dbát na dostatečný tlak, aby nedocházelo k varu a nevznikala tak vodní pára. Proto je voda v některých případech nahrazována kapalinou o vyšším bodu varu. V energetice je v mnoha situacích vhodné použít jako teplotnosné látky tekuté kovy. Typickým příkladem je směs sodíku a draslíku. Jedna se o směs s velkou tepelnou kapacitou a vysokou tepelnou vodivostí. Avšak problém nastává tehdy, když dojde k odstavení provozu a teplota tak začne klesat. Tato směs pak začne ve výměníku tuhnut a je tedy zapotřebí ji včas vypouštět. Sodík je navíc velmi reaktivní, což klade velké nároky na těsnost výměníku. [1] [2]

Při použití látek s nízkou měrnou tepelnou kapacitou, příkladem jsou spaliny nebo vzduch, je vyžadováno velkých objemových průtoků a s tím související velká teplosměnná plocha. Opačným příkladem je přehřátá pára, u které je součinitel přestupu tepla příliš vysoký a vlivem vysoké teploty přehřáté páry dochází k významným ztrátám. Je taktéž nutné použít větší tloušťky tepelné izolace. [1]

## 1.4 Inovace v oblasti výměníku tepla

Konkurence a zvýšený požadavek na energetickou účinnost nutí výrobce k vývoji nových technologií ve všech obchodních sektorech. Oblast výměníku tepla je rozvíjející se oblast a podle zdroje [10] má do roku 2023 dojít ke zvýšení celosvětového trhu o 9,5%.

Každý typ výměníku tepla má určité výhody, a naopak nevýhody a je srovnáván na základě nákladů na pořízení, instalaci, provoz a údržbu.

### 1.4.1 Mikrokanálové výměníky

Jedním z aktuálních trendů ve vývoji výměníků tepla jsou tzv. **mikrokanálové** výměníky tepla. Technologií výroby těchto typů je difúzní svařování pod tlakem. Uplatnění nacházejí v dopravním, zbrojním a chemickém průmyslu a všude tam, kde je kladen velký důraz na minimální rozměry.

Spousta výrobců a dodavatelů používá název micro-channel heat exchanger, ale ve většině případů se pouze jedná o běžný deskový výměník s minimalizací kanálků a od mikrokanálového výměníku se velmi liší. [11]



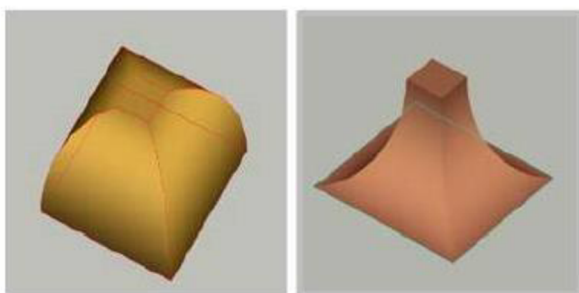
Obr. 1.11 Mikrokanálový výměník [12]

Mikrokanálové výměníky se vyznačují [11]:

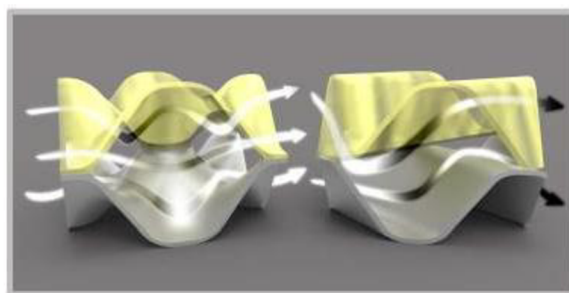
- velkou tlakovou odolností až 300 barů (30MPa)
- možnost velkých tlakových rozdílů (u standardních výměníků do 100K)
- velká účinnost při velmi malé teplosměnné ploše
- velmi malé rozměry
- menší objem a hmotnost než u klasických pájených výměníků při zachování stejného výkonu
- vysoká chemická odolnost díky použití anti-korozních materiálů

### 1.5 Další inovace v oblasti výměníků tepla

Mezi další vývojové pokroky lze zařadit např. deskové výměníky, a to konkrétně s tzv. **ConBraze** designem. Jedná se o pájený deskový výměník, který stejně jako u mikrokanálového výměníku přináší velkou výhodu v jeho velmi malých rozměrech a poměrově velmi dobrý výkon. Podstata spočívá v tom, že při proudění kapaliny přes výměník dochází k víření, a to i při velmi malých rychlostech pomocí tzv. výstupků. To způsobuje turbulentní proudění, vyšší Reynoldsova čísla, a tím intenzifikuje přestup tepla. Možné tvary výstupků je zobrazen na obr. 1.12. [13]



Obr. 1.12 Tvary výstupků ConBraze deskového výměníku



Obr. 1.13 Proudění v kanále ConBraze deskového výměníku

K jistému zlepšování dochází u všech typů výměníku. Snahou je zvyšovat jejich účinnost, zmenšovat rozměry a tím snižovat cenu. Pro uvedení příkladu bych zde rád zmínil např. inovaci v oblasti trubkových výměníků. V některých aplikacích je trubkový svazek ve tvaru spirály viz. Obr. 1.14. Důsledkem je lepší využití teplosměnné plochy.

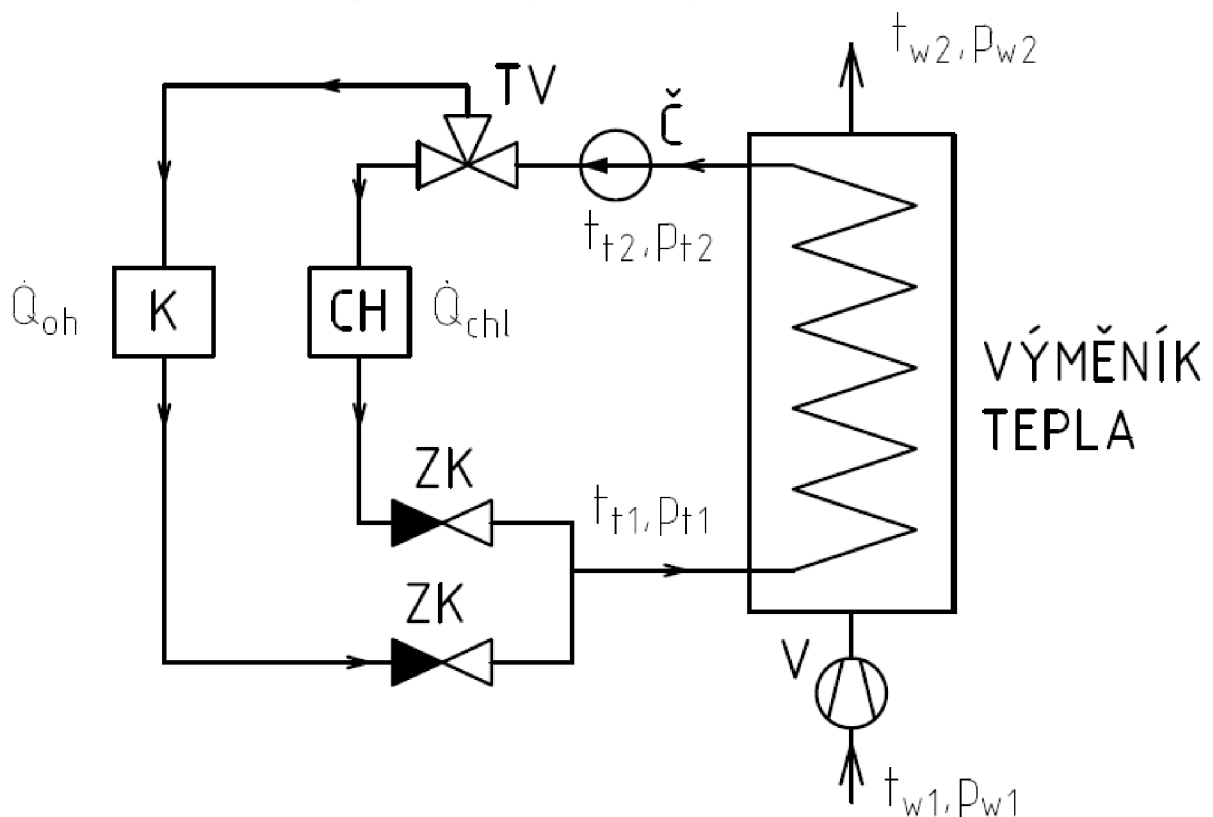


*Obr. 1.14 Trubkový svazek ve tvaru spirály*

## 2 Návrh a výpočet výměníku tepla

Výměník je navržen jako křížový trubkový výměník. Vzduch bude proudit v mezitrubkovém prostoru příčně kolem trubek, ve kterých bude proudit voda. V závislosti na vstupních a výstupních parametrech bude docházet k ohřevu nebo ochlazení proudícího vzduchu do zkušebního zařízení. Pro materiál trubek je zvolena měď.

Návrh výměníku tepla je stanoven tak, aby výměník plnil svojí funkci i při dosažení krajních podmínek. To znamená, že bude navržen pro maximální rozdíl teplot vzduchu na vstupu a výstupu a při maximálním objemovém průtoku. Krajiní podmínky mohou nastat ve dvou případech, a to při ohřevu a ochlazování vzduchu. Teplota vzduchu na vstupu označená  $t_{w1}$  je závislá na okolním prostředí, které se mění se změnou počasí. Ve výpočtech se bude počítat s teplotou od 10 °C až do 35 °C. Výstupní teplota označená  $t_{w2}$  je stanovena podle požadavků zkušebního zařízení, a to v rozmezí od 10 °C až do 50 °C. Maximální objemový průtok činí 4000 m<sup>3</sup>/h. Na obr. 2.1 je schematicky znázorněný okruh zařízení.

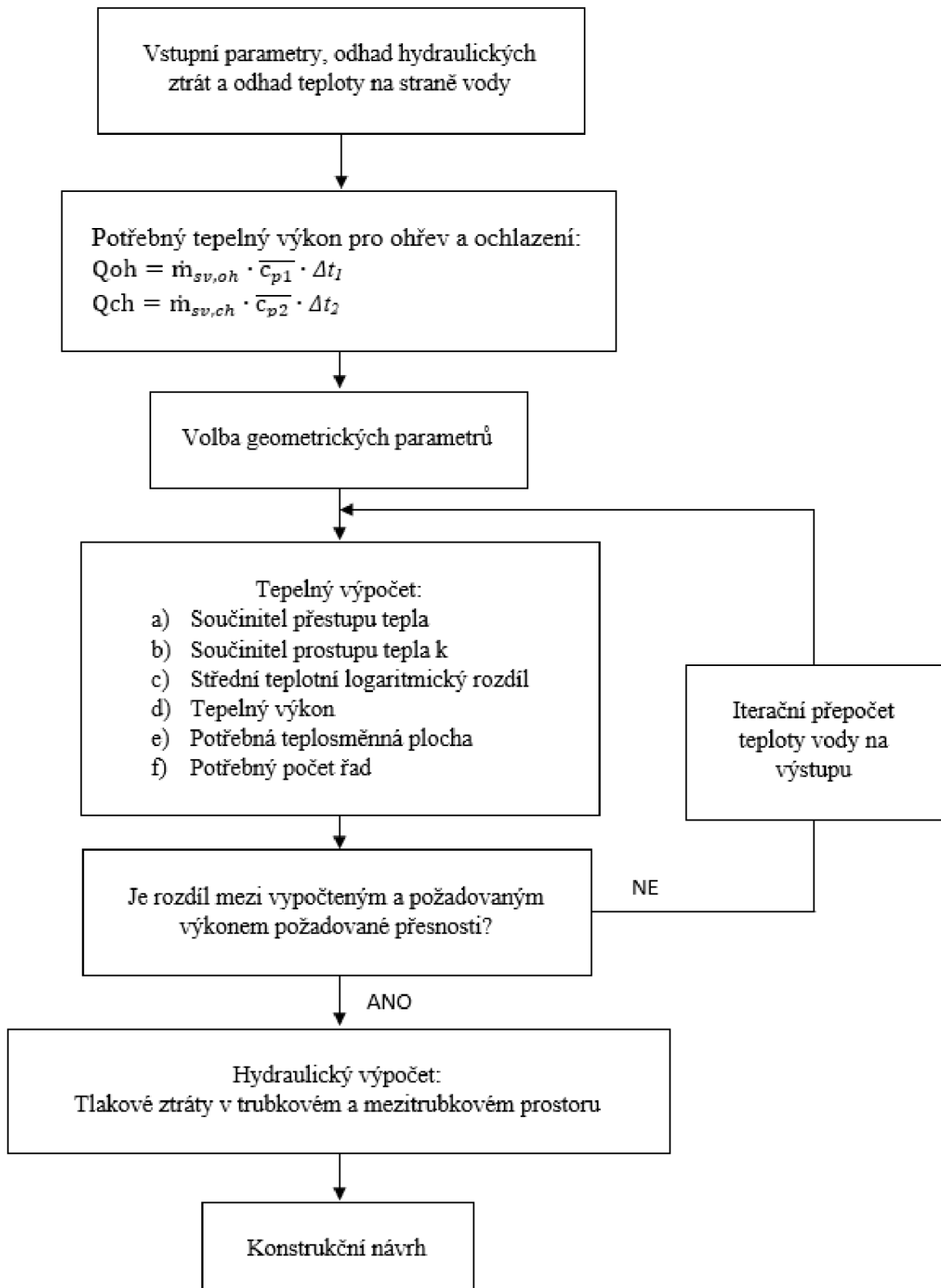


Obr. 2.1 Schéma zařízení

- K – kotel
- CH – chladič
- Č – čerpadlo
- V – ventilátor
- TV – trojcestný ventil
- ZK – zpětná klapka (ventil)

Tepelný a hydraulický výpočet bude realizován ve více variantách. První návrh bude pro hladké měděné trubky. Další návrh bude pro trubky s příčným žebrováním. Obě varianty budou dále

vypočítány pro uspořádaný svazků trubek tzv. za sebou a střídavě. Postup výpočtu je zobrazen na obr.2.2.



Obrázek 2.2 Postup při návrhovém výpočtu

## 2.1 Vstupní parametry

Základní parametry vstupující do tepelně-hydraulického výpočtu jsou na straně vzduchu se bude vycházet z tab.2 a na straně vody z tab.3. Předpoklad pro tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru je 150 Pa a v trubkovém prostoru 0,5 barů (50 000 Pa). Když známe vstupní tlaky a tlakové ztráty, pak jejich rozdílem je možné zjistit předpokládané tlaky na výstupu.

Tab.2 Vstupní data na straně vzduchu

		OHŘEV		OCHLAZOVÁNÍ	
Relativní vlhkost	$\phi$		40		%
Objemový průtok	$\dot{V}_w$		4000		$m^3/h$
Teplota na vstupu	$t_{w1}$	10		35	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu	$t_{w2}$	50		10	$^{\circ}C$
Tlak na vstupu	$p_{w1}$		1400		Pa(r)
Tlak na výstupu	$p_{w2}$		1250		Pa(r)

Tab.3 Vstupní data na straně vody

		OHŘEV		OCHLAZOVÁNÍ	
Objemový průtok	$\dot{V}_t$		240		$l/min$
Teplota na vstupu	$t_{t1}$	80		3	$^{\circ}C$
Teplota na výstupu	$t_{t2}$	74,45		11,14	$^{\circ}C$
Tlak na vstupu	$p_{t1}$		3		bar(a)
Tlak na výstupu	$p_{t2}$		2,5		bar(a)

Uvedené teploty vody na výstupu z výměníku jsou již výsledné hodnoty, které byly stanovy na základě iteračního postupu pomocí programu Microsoft Excel. Jedna se tedy již o přesnou hodnotu. Hmotnostní průtok topné / chladicí vody byl zvolen na základě optimalizace tak, aby rychlost vody v trubkách byla přibližně 1,5 m/s. Tato rychlost je výhodná z důvodu dobrého poměru průtoku a ztrát.

## 2.2 Potřebný topný a chladicí výkon

Potřebný výkon lze vypočítat na základě dvou rovnic, z bilanční rovnice a rovnice prostupu tepla. Tyto rovnice vycházejí ze zákona o zachování energie.

Bilanční rovnice:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_{sv} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad [\text{kW}] \quad (2.1)$$

Rovnice prostupu tepla:

$$\dot{Q}_k = k \cdot L \cdot \Delta T \quad [\text{kW}] \quad (2.2)$$

Porovnáním těchto rovnic je možné vypočítat potřebnou teplosměnnou plochu výměníku.

$$\dot{Q}_b = \dot{Q}_k \quad [\text{kW}] \quad (2.3)$$

Po úpravě:

$$L = \frac{\dot{Q}_b}{k \cdot \Delta T} \quad [\text{m}^2] \quad (2.4)$$

Pro výpočet topného výkonu z bilanční rovnice je nutné znát hmotnostní tok suchého vzduchu kvůli tomu, že atmosférický vzduch vždy obsahuje vodní páru. To způsobuje zvětšení objemu vzduchu.

V tab.2 je objemový průtok. Ten se musí přepočteme na hmotnostní průtok.

$$\dot{m}_{oh} = \frac{\bar{\rho}_2 \cdot \dot{V}_w}{3600} = \frac{1,188 \cdot 4000}{3600} = 1,320 \quad [\text{kg/s}] \quad (2.5)$$

Přičemž střední hustota  $\bar{\rho}_2$  je vypočtena ze zdroje [14] jako:

$$\bar{\rho}_2 = f\left(\frac{p_{w1} + p_{w2}}{2}; \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}; \overline{Pp''}\right) = 1,188 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.6)$$

Hodnota parciálního tlaku je stanovena pomocí zdroje [26] v programu Excel.

$$\overline{Pp''} = f\left(\frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}\right) = 4246,7 \quad [\text{Pa}] \quad (2.7)$$

Dále je nutné spočítat střední měrnou vlhkost vzduchu. Ta bude vycházet ze zvolené relativní vlhkosti ze zadání, a parciálního tlaku.

Výpočet střední měrné vlhkosti:

$$\bar{x} = 0,622 \cdot \frac{\phi \cdot \overline{Pp''}}{\bar{p}_w - \phi \cdot \overline{Pp''}} \quad [\text{kg/kg}_{sv}] \quad (2.8)$$

$$\bar{x} = 0,622 \cdot \frac{0,4 \cdot 4246,7}{\bar{p}_w - 0,4 \cdot 4246,7} = 0,0105 \quad [\text{kg/kg}_{sv}] \quad (2.9)$$

Absolutní střední tlak vzduchu  $\bar{p}_w$  se vypočte jako aritmetický průměr tlaku vzduchu na vstupu a výstupu.

$$\bar{p}_w = 101325 + \frac{p_{w1} + p_{w2}}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (2.10)$$

$$\bar{p}_w = 101325 + \frac{1400 + 1250}{2} = 102650 \quad [\text{Pa}] \quad (2.11)$$

Vypočet hmotnostního toku suchého vzduchu.

$$\dot{m}_{sv,oh} = \frac{\dot{m}_{oh}}{1 + \bar{x}} = \frac{1,320}{1 + 0,0105} = 1,306 \quad [\text{kg/s}] \quad (2.12)$$

Další veličinou vstupující do výpočtu výkonu je střední teplotní spád



$$\Delta t_1 = \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2} = \frac{50 + 10}{2} = 30 \quad [\text{K}] \quad (2.13)$$

Střední měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku byla vypočítána podle zdroje [15].

$$\overline{c_{p2}} = f\left(\frac{p_{w1} + p_{w2}}{2}; \bar{x}\right) = 1024,601 \quad [\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})] \quad (2.14)$$

Jsou vypočteny všechny parametry potřebné pro výpočet topného výkonu.

$$\dot{Q}_{oh} = \dot{m}_{sv,oh} \cdot \overline{c_{p1}} \cdot \Delta t_1 = 1,306 \cdot 1024,60 \cdot 30 = 53,550 \quad [\text{kW}] \quad (2.15)$$

Stejným způsobem by se postupovalo pro zjištění potřebného chladicího výkonu. Výpočet byl proveden v programu Excel a uvedu zde pouze konečnou hodnotu chladicího výkonu.

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{sv,ch} \cdot \overline{c_{p2}} \cdot \Delta t_2 = 34,132 \quad [\text{kW}] \quad (2.16)$$

### 2.3 Výpočet součinitele přestupu tepla v TP

V trubkovém prostoru je přestup tepla realizován výhradně nucenou konvekcí. Jedná se o velmi složitý výpočet, u kterého je velmi složité najít exaktní řešení. V této bakalářské práci je výpočet vyjádřen pomocí rovnic bezrozměrných kritérií. Jedná se o nejčastější způsob výpočtu přestupu tepla v trubkovém prostoru.

Voda v trubkách bude vstupovat do první řady trubek současně. Kanál, kde bude proudit vzduch, je navržen do čtvercového tvaru 500 x 500 mm. Rozteč mezi trubkami byla zvolena 25 mm. Vnější průměr trubek je 15 mm o tloušťce stěny 1 mm. Z toho vyplývá, že vnitřní průměr je 13 mm.

Následující výpočtu přestupu tepla v trubkovém prostoru jsou podle zdrojů [1], [16].

Pro výpočet rychlosti vody v trubkovém prostoru potřebujeme znát počet trubek v jedné řadě. V rovnici  $\delta_k$  značí šířku kanálu,  $d_o$  značí vnější průměr trubky a  $S_T$  je rozteč trubek.

$$N_t = \frac{\delta_k - d_o}{S_T} = \frac{0,500 - 0,015}{0,025} = 19,400 \quad [-] \quad (2.17)$$

Výsledek se zaokrouhlí dolů na celé číslo. Počet trubek v jedné řadě je tedy stanoven na 19.

Nyní můžeme přejít na výpočet rychlosti vzduchu v trubkovém prostoru.

$$w_1 = \frac{\dot{V}_t}{S_t \cdot N_t} = \frac{240}{0,132 \cdot 19} = 1,586 \quad [\text{m/s}] \quad (2.18)$$

$$S_t = \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4} = \frac{0,013^2 \cdot \pi}{4} = 0,132 \quad [\text{m}^2] \quad (2.19)$$

Pro výpočet bezrozměrných podobnostních kritérií se musí nejprve určit termofyzikální vlastností, a to konkrétně hustota, dynamická viskozita, kinematická viskozita, teplotní vodivost, a měrná tepelná kapacita. Tyto vlastnosti jsou vztaženy ke střední teplotě a tlaku proudu vody v TP.

Všechny tyto vlastnosti, kromě střední kinematické viskozity, byly stanoveny pomocí zdroje [26] v programu Excel.

Střední hustota vody:

$$\bar{\rho}_1 = f\left(\frac{p_{t1} + p_{t2}}{2}; \frac{t_{t1} + t_{t2}}{2}\right) = 973,590 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.20)$$

Střední dynamický viskozita vody:

$$\bar{\eta}_1 = f\left(\frac{p_{t1} + p_{t2}}{2}; \frac{t_{t1} + t_{t2}}{2}\right) = 3,670 \cdot 10^{-4} \quad [\text{P} \cdot \text{s}] \quad (2.21)$$

Střední kinematická viskozita vody:

$$\bar{\nu}_1 = \frac{\bar{\eta}_1}{\bar{\rho}_1} = \frac{973,590}{0,0003670} = 3,770 \cdot 10^{-7} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (2.22)$$

Střední teplotní vodivost vody:

$$\bar{\lambda}_1 = f\left(\frac{p_{t1} + p_{t2}}{2}; \frac{t_{t1} + t_{t2}}{2}\right) = 0,665 \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (2.23)$$

Střední měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku vody:

$$\bar{c}_{p1} = f\left(\frac{p_{t1} + p_{t2}}{2}; \frac{t_{t1} + t_{t2}}{2}\right) = 4192,869 \quad [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (2.24)$$

### Bezrozměrná podobnostní kritéria:

Střední Prandtlovo číslo se značí  $\bar{Pr}_1$  a vyjadřuje podobnost rychlostních a teplotních polí. Je vypočítáno pomocí X Steam Tables v programu Excel.

$$\bar{Pr}_1 = f\left(\frac{p_{t1} + p_{t2}}{2}; \frac{t_{t1} + t_{t2}}{2}\right) = 2,314 \quad [-] \quad (2.25)$$

Střední Prandtlovo číslo lze vypočítat jako:

$$\bar{Pr}_1 = \frac{\bar{\nu}_1}{a_1} = \frac{\bar{c}_{p1} \cdot \bar{\eta}_1}{\bar{\lambda}_1} = \frac{4185,430 \cdot 0,000367}{0,665} = 2,314 \quad [-] \quad (2.26)$$

Proměnná  $a_1$  vyjadřuje teplotní vodivost.

Dalším bezrozměrným podobnostním číslem je číslo Reynoldsovo. Vyjadřuje poměr setrvačných a vazných sil. Lze vypočítat ze tvaru:

$$\overline{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot L_1}{\bar{v}_1} \quad [-] \quad (2.27)$$

$L_1$  vyjadřuje charakteristický rozměr, který v případě proudění v trubce má hodnotu vnitřního průměru trubky  $d_i$ .

$$\overline{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_i}{\bar{v}_1} = \frac{1,586 \cdot 0,013}{0,000000377} = 54690,871 \quad [-] \quad (2.28)$$

Toto číslo je důležité pro určení charakteru proudění tekutiny v tomto případě vody v trubce. Pokud je toto číslo  $<2300$  lze s určitou pravděpodobností říct, že se jedná o proudění lamelární. Nastane-li opačný případ a toto číslo je  $>2300$ , pak hovoříme o turbulentním proudění. Pokud se nacházíme mezi hodnotami 2300-3000, tak se jedná o přechodovou oblast, kde je obtížné určit typ proudění. Typ proudění má významný vliv na přestup tepla. U výměníku chceme dosáhnout lepšího přestupu tepla, a proto je vhodné výměník navrhnout pro turbulentní proudění.

Poslední potřebné číslo je Nusseltovo číslo  $Nu$ . Vyjadřuje poměr přenosu tepla konvekcí a difuzí. Má mnoho různých podob, podle zdroje [17] má tvar:

$$\overline{Nu}_1 = 0,023 \cdot \overline{Re}_1^{0,8} \cdot \overline{Pr}_1^n \quad [-] \quad (2.29)$$

Exponent  $n$  nabývá hodnoty 0,4 v případě, že dochází k ohřevu tekutiny v trubce a hodnoty 0,3 při ochlazování tekutiny v trubce. V tomto vzorovém výpočtu pro ohřev vzduchu a ochlazování vody v trubkách se dosadí 0,4. Při ochlazování vzduchu se použije exponent 0,3.

Rovnici lze použít pouze za předpokladu podmínek:

$$0,6 \leq \overline{Pr}_1 \leq 160$$

$$0,6 \leq 2,314 \leq 160$$

$$\overline{Re}_1 \geq 10000$$

$$54690,871 \geq 10000$$

$$L_T/d_i \geq 10$$

$$500/13 \geq 10$$

Délka trubky  $L_T$  je stejná jako šířka kanálu. Všechny podmínky jsou splněny, rovnici můžeme použít k výpočtu.

$$\overline{Nu}_1 = 0,023 \cdot 54690,871^{0,8} \cdot 2,314^{0,4} = 198,510 \quad [-] \quad (2.30)$$

Známe všechna bezrozměrná podobnostní kritéria potřebná pro výpočet součinitele přestupu tepla. Výsledný **součinitel přestupu tepla v TP** pro ohřev a uspořádání trubek za sebou na straně vody je:

$$\alpha_1 = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \bar{\lambda}_1}{L_1} = \frac{\overline{Nu}_1 \cdot \bar{\lambda}_1}{d_i} = \frac{198,51 \cdot 0,665}{0,013} = 10157,226 \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (2.31)$$

## 2.4 Výpočet tlakových ztráty v TP

Tlakové ztráty v TP jsou vypočteny podle zdroje [16]. Do tohoto výpočtu se nezahrnují ztráty od vstupního a výstupního hrdla. Ztráty v TP jsou dány základním vztahem ve tvaru:

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \quad [\text{Pa}] \quad (2.32)$$

kde  $\Delta p_{t1}$  značí ztráty vzniklé třením a  $\Delta p_{m1}$  jsou ztráty místní, způsobené místním odporem.

Termofyzikální vlastnosti látek jsou vztaženy ke střední teplotě a střednímu tlaku vody.

### Tlakové ztráty třením

Pro kruhový průřez mají tvar:

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\bar{\rho}_1 \cdot w_1^2}{2} \cdot n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad [\text{Pa}] \quad (2.33)$$

$\lambda_{11}$  je pro turbulentní proudění tj.  $\overline{Re}_1 > 2320$  dán vztahem:

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[ \left( \frac{8}{\overline{Re}_1} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad [-] \quad (2.34)$$

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[ \left( \frac{8}{54690,871} \right)^{12} + \frac{1}{(5,48 \cdot 10^{18} + 2,418 \cdot 10^{-3})^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad [-] \quad (2.35)$$

$$\lambda_{11} = 0,0364 \quad [-] \quad (2.36)$$

Substituční faktory  $x_9$  a  $x_{10}$  se vypočítají podle vztahů:

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[ \frac{1}{\left( \frac{7}{\overline{Re}_1} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right] \right\}^{16} \quad [-] \quad (2.37)$$

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[ \frac{1}{\left( \frac{7}{54690,871} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 7,692 \cdot 10^{-3}} \right] \right\}^{16} \quad [-] \quad (2.38)$$

$$x_9 = 5,48 \cdot 10^{18} \quad [-] \quad (2.39)$$

$$x_{10} = \left( \frac{37530}{\overline{Re}_1} \right)^{16} = \left( \frac{37530}{54690,871} \right)^{16} = 2,418 \cdot 10^{-3} \quad [-] \quad (2.40)$$

Pro relativní drsnost stěny  $k_{r1}$  v rovnici 2.36 platí vztah:

$$k_{r1} = \frac{k}{d_i} = \frac{0,0001}{0,013} = 7,692 \cdot 10^{-3} \quad [-] \quad (2.41)$$

Kde  $k$  je absolutní drsnost stěny trubky. Tato hodnota byla zvolena 0,1 mm.

Výpočet korekčního součinitele  $z_1$

$$z_1 = \frac{L_T}{d_i} = \frac{0,500}{0,013} = 38,462 \quad [-] \quad (2.42)$$

Výpočet korekčního součinitele  $z_2$  zohledňující změnu dynamické viskozity v mezní vrstvě a směr tepelného toku.

$$z_2 = \left( \frac{\bar{\eta}_{1S}}{\bar{\eta}_1} \right)^a = 1,000 \quad [-] \quad (2.43)$$

Exponent  $a$  má pro turbulentní proudění ( $\overline{Re}_1 > 2320$ ) hodnoty:

$a = 0,24$  pro směr tepelného toku z TP

$a = 0,14$  pro směr tepelného toku do TP

Pro výpočet střední dynamické viskozity  $\bar{\eta}_{1S}$  je potřeba znát střední teplotu stěny trubky  $\bar{t}_{1S}$ . Ta je velmi podobná střední teplotě v trubce, proto lze tento výpočet vynechat a dosadit za korekční součinitel  $z_2$  hodnotu 1.

Nyní se přejde na dosazení do rovnice pro výpočet tlakových ztrát třením.

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\bar{\rho}_1 \cdot w_1^2}{2} \cdot n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad [\text{Pa}] \quad (2.44)$$

$$\Delta p_{t1} = 0,0364 \cdot \frac{973,590 \cdot 1,586^2}{2} \cdot 25 \cdot 38,462 \cdot 1 \quad [\text{Pa}] \quad (2.45)$$

$$\Delta p_{t1} = 42830,39 \quad [\text{Pa}] \quad (2.46)$$

### Tlakové ztráty místní

Tyto ztráty vznikají na vstupu a výstupu pracovní látky z trubkového svazku a ohybem proudu na koncích trubek. Dány vztahem:

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{CH1} + \xi_{12} \cdot (n_{CH1}^{-1})] \cdot \frac{\bar{\rho}_1 \cdot w_1^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (2.47)$$

Kde  $\xi_{11} = 0,7$  je součinitel místních odporů na vstupu a výstupu trubkového svazku, a  $\xi_{12} = 0,4$  je součinitel pro ohyb proudu v komoře.

$$\Delta p_{m1} = [0,7 \cdot 25 + 0,4 \cdot 25^{-1}] \cdot \frac{973,590 \cdot 1,586^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (2.48)$$

$$\Delta p_{m1} = 21450,66 \quad [\text{Pa}] \quad (2.49)$$

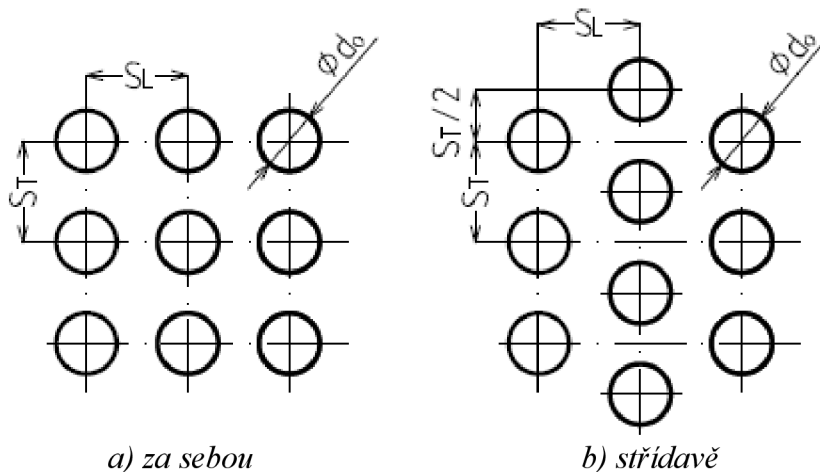
**Celkové tlakové ztráty v TP** pro ohřev a uspořádání trubek za sebou na straně vzduchu je:

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \quad [\text{Pa}] \quad (2.50)$$

$$\Delta p_{z1} = 42830,39 + 21450,66 = 64287,24 \quad [\text{Pa}] \quad (2.51)$$

## 2.5 Výpočet součinitele přestupu tepla v MP pro hladké trubky

Výpočet součinitele přestupu tepla v MP je vypočítán pomocí zdroje [17]. Proud vzduchu v MP bude proudit kolmo na svazky trubek. Pro návrh jsou dvě možnosti uspořádání trubek.



Obrázek 2.3 Uspořádání trubek

Rozteč trubek je  $S_T$  zvolena s ohledem na rychlost proudění vzduchu na hodnotu 0,25 mm. Stejná hodnotu má i vzdálenost mezi řadami trubek  $S_L$ .

Rychlost vzduchu do svazku:

$$w_2 = \frac{\dot{V}_w}{3600 \cdot h_k \cdot \check{s}_k} = \frac{4000}{3600 \cdot 0,5 \cdot 0,5} = 4,444 \quad [\text{m/s}] \quad (2.52)$$

Kde  $h_k$  je výška kanálu,  $\check{s}_k$  je šířka kanálu a  $\dot{V}_w$  je objemový průtok vzduchu.

Pro další výpočty bude potřeba vypočítat ještě maximální rychlost v nejužším příčném průřezu svazku trubek. Pro obě varianty uspořádání se vypočítá podle stejného vzorce.

$$w_{2,max} = \frac{S_T}{S_T - d_o} \cdot w_2 = \frac{0,025}{0,025 - 0,015} \cdot 4,444 = 11,111 \quad [\text{m/s}] \quad (2.53)$$

Střední hustota  $\bar{\rho}_2$  je vypočtena ze zdroje [14]:

$$\bar{\rho}_2 = f\left(\frac{p_{w1} + p_{w2}}{2}; \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}; \overline{Pr}''\right) = 1,188 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.6)$$

V obou případech uspořádání bude přestup tepla korelován pomocí Žukauskase vztahu Nusseltova čísla ve tvaru:

$$\overline{Nu}_2 = C \cdot \overline{Re}_2^m \cdot \overline{Pr}_2^{0,36} \cdot \left(\frac{\overline{Pr}_2}{\overline{Pr}_{2w}}\right)^{\frac{1}{4}} \quad [-] \quad (2.54)$$

Vztah platí pro hodnoty:

$$0,7 \leq \overline{Pr}_2 \leq 500 \\ 1 \leq \overline{Re}_2 \leq 10^6$$

Prandtlovo číslo  $\overline{Pr}_{2w}$  se vztahuje k teplotě trubek na povrchu. U plynů je hodnota  $\overline{Pr}_{2w}$  velmi blízká hodnotě  $\overline{Pr}_2$ , a proto můžeme jejich podíl zanedbat.

Výpočet Prandtlova čísla  $\overline{Pr}_2$ :

$$\overline{Pr}_2 = \frac{\bar{v}_2}{a_2} = \frac{\bar{c}_{p2} \cdot \bar{\eta}_2}{\bar{\lambda}_2} = \frac{1024,601 \cdot 1,869 \cdot 10^5}{0,026} = 0,736 \quad [-] \quad (2.55)$$

Přičemž střední dynamický viskozita vzduchu se vypočítá:

$$\bar{\eta}_2 = \bar{\rho}_2 \cdot \bar{v}_2 = 1,882 \cdot 1,573 \cdot 10^5 = 1,869 \cdot 10^5 \quad [\text{P} \cdot \text{s}] \quad (2.56)$$

Kde  $\bar{\rho}_2$  je již vypočítáno a střední kinematická viskozita  $\bar{v}_2$  se vypočítá ze zdroje [18]:

$$\bar{v}_2 = f\left(\frac{p_{w1} + p_{w2}}{2}; \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}\right) = 1,573 \cdot 10^5 \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad (2.57)$$

Střední měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku [15]:

$$\bar{c}_{p2} = f\left(\frac{p_{w1} + p_{w2}}{2}; \frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}; \overline{Pr}''\right) = 1024,601 \quad [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (2.58)$$

Střední teplotní vodivost vzduchu [19]:

$$\bar{\lambda}_2 = f\left(\frac{t_{w1} + t_{w2}}{2}\right) = 0,026 \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (2.59)$$

Výpočet středního Reynoldsova čísla  $\overline{Re}_2$ :

$$\overline{Re}_2 = \frac{w_{2,max} \cdot d_e}{\bar{v}_2} = \frac{11,111 \cdot 0,0212}{1,573 \cdot 10^5} = 14957,157 \quad [-] \quad (2.60)$$

Při proudění v kanále, který má odlišný tvar od kruhového, se ekvivalentní průměr  $d_e$  vypočítá jako:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O} \quad [m] \quad (2.61)$$

Kde  $F$  značí světlý průřez kanálu a  $O$  značí obvod průřezu kanálu. Světlý průřez kanálu je průřez kanálu bez průřezu příčných trubek ve směru proudu.

$$\begin{aligned} d_e &= \frac{4 \cdot F}{O} = \frac{4 \cdot (h_k \cdot \xi_k - d_o \cdot h_k \cdot n_t)}{2 \cdot (\xi_k - (n_t - 1) \cdot S_T + d_o) + (h_k - d_o) \cdot (n_t - 1) + 2 \cdot h_k \cdot (n_t - 1)} \\ &= \frac{4 \cdot (0,5 \cdot 0,5 - 0,015 \cdot 0,5 \cdot 19)}{2 \cdot (0,5 - (19 - 1) \cdot 0,025 + 0,015) + (0,5 - 0,015) \cdot (19 - 1) + 2 \cdot 0,5 \cdot (19 - 1)} \\ &= 0,0212 \quad [m] \quad (2.62) \end{aligned}$$

Výpočet středního Nusseltova čísla:

$$\overline{Nu}_2 = C \cdot \overline{Re}_2^m \cdot \overline{Pr}_2^{0,36} \cdot \left( \frac{\overline{Pr}_2}{\overline{Pr}_{2w}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad [-] \quad (2.63)$$

$$\overline{Nu}_2 = 0,27 \cdot 14957,157^{0,63} \cdot 0,7360^{0,36} = 103,181 \quad [-] \quad (2.64)$$

Tab.4 Hodnoty konstanty  $C$  a exponentu  $m$  z rovnice 2.54

USPOŘÁDÁNÍ	$\overline{Re}_2$	$C$	$m$
Za sebou	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,27	0,63
Střídavě	$10^3 - 2 \cdot 10^5$	0,40	0,60

Předpokládá se použití více než 20 řad. Pro tento případ má korekční faktorem  $C_2$ , kterým se násobí  $\overline{Nu}_2$  hodnotu 1. Při menším počtu řad, je intenzita přenosu tepla menší a korekční faktor nabývá hodnoty 0,7-0,99.

**Součinitel přestupu tepla v MP** pro ohřev a uspořádání trubek za sebou je:

$$\alpha_2 = \frac{\overline{Nu}_2 \cdot \bar{\lambda}_2}{d_e} = \frac{103,181 \cdot 0,026}{0,0212} = 126,79 \quad [W/(m^2 \cdot K)] \quad (2.65)$$



## 2.6 Výpočet tlakových ztrát v MP pro hladké trubky

Výkon potřebný pro protlačení tekutiny přes trubkový prostor má často nejvyšší provozní náklady a úměrně se zvyšuje s tlakovými ztrátami. Tlakové ztráty v trubkovém prostoru se vypočítají přes vzorec [17]:

$$\Delta p_{z2} = N_L \cdot \aleph \cdot \left( \frac{\bar{\rho}_2 \cdot w_{2,max}^2}{2} \right) \cdot f \quad [\text{Pa}] \quad (2.66)$$

kde,  $N_L$  je počet řad v kanálu výměníku,  $\aleph$  je korekční součinitel a  $f$  je součinitel tření. Hodnoty jsou určeny ze zdroje [17].

Tab.5 Součinitel tření  $f$  a korekční faktor  $\aleph$

USPOŘÁDÁNÍ	$f$	$\aleph$
Za sebou	0,3	1
Střídavě	0,5	1,1

**Tlakové ztráty v MP pro ohřev a uspořádání za sebou**

$$\Delta p_{z2} = 25 \cdot 1 \cdot \left( \frac{1,188 \cdot 11,111^2}{2} \right) \cdot 0,3 = 550,11 \quad [\text{Pa}] \quad (2.67)$$

## 2.7 Výpočet potřebné teplosměnné plochy pro hladké trubky

Pro výpočet potřebné teplosměnné plochy se použije upravený vzorec 2.4:

$$L_{oh,1} = \frac{\dot{Q}_{b,oh1}}{k_{oh,1} \cdot \Delta T_{oh,1}} \quad [\text{m}] \quad (2.68)$$

kde  $\dot{Q}_{b,oh1}$  vyjadřuje tepelný výkon pro ohřev a uspořádání za sebou,  $k_{oh,1}$  je součinitel prostupu tepla vztažen na 1 m trubky,  $\Delta T_{oh,1}$  je střední logaritmický teplotní spád a  $L_{oh,1}$  je potřebná délka trubek.

Výpočet prostupu tepla:

$$k_{oh,1} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i} + \frac{1}{2 \cdot \bar{\lambda}_m} \cdot \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_o}} \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (2.69)$$

$$k_{oh,1} = \frac{\pi}{\frac{1}{9537,60 \cdot 0,013} + \frac{1}{2 \cdot 396,75} \cdot \ln \frac{0,015}{0,013} + \frac{1}{126,79 \cdot 0,015}} \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (2.70)$$

$$k_{oh,1} = 5,888 \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (2.71)$$

$\alpha_2$  značí součinitel přestupu tepla v MP,  $\alpha_1$  součinitel přestupu tepla v TP a  $\lambda_m$  je tepelná vodivost mědi vypočítaná ze zdroje [20]:

$$\bar{\lambda}_m = f \left( \frac{t_{t1} + t_{t2}}{2} \right) = 396,75 \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (2.72)$$

Výpočet středního logaritmického spádu:

Střední logaritmický spád křížového výměníku se může vypočítat jako protiproudý, musí se ale vynásobit korekčním faktorem  $F$ . Ten se určí z tabulky ze zdroje [17] pro tento případ na hodnotu 0,85.

$$\Delta T_{oh,1} = \frac{(t_{w1} + t_{t2}) - (t_{t1} + t_{w2})}{\ln\left(\frac{t_{w1} + t_{t2}}{t_{t1} + t_{w2}}\right)} \cdot F_{oh,1} \quad [\text{K}] \quad (2.73)$$

$$\Delta T_{oh,1} = \frac{(10 + 74,45) - (80 + 50)}{\ln\left(\frac{10 + 74,45}{80 + 50}\right)} \cdot 0,85 = 38,29 \quad [\text{K}] \quad (2.74)$$

Potřebná teplosměnná plocha:

$$L_{oh,1} = \frac{\dot{Q}_{b,oh1}}{k_{oh,1} \cdot \Delta T_{oh,1}} = \frac{53550}{5,888 \cdot 38,29} = 237,50 \quad [\text{m}] \quad (2.75)$$

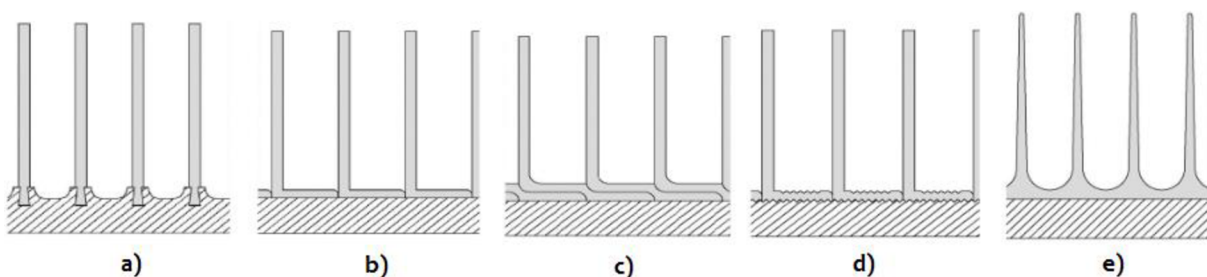
Potřebný počet řad:

$$N_L = \frac{L_{oh,1}}{L_T \cdot N_T} = \frac{237,500}{0,500 \cdot 19} = 25,00 \quad [-] \quad (2.76)$$

kde  $N_T$  značí počet trubek v jedné řadě a  $L_T$  značí délku trubek.

## 2.8 Výpočet prostupu tepla v MP pro trubky s vnějším žebrováním

Pro zlepšení přestupu tepla dají použít trubky s příčným žebrováním. Docílí se tak výrazného snížení potřebné teplosměnné plochy, menšího počtu řad a tím i pravděpodobného snížení tlakových ztrát. Žebrování může být uvnitř trubky nebo vně trubky. Většinou se umísťuje tam, kde je menší součinitel přestupu tepla. U výměníku je navržen vně trubky, kde proudí vzduch. Pro vnější žebrování je několik možností. Můžou se použít trubky s kruhovými nebo čtvercovými žebry. Pro návrh se zvolil typ kruhových. Kruhové žebra se podle technologie výroby dají dělit podle obr.2.4 na G-Fin, L-Fin, LL-Fin, KL-Fin a Extruded-Fin. Jako materiál žeber se obvykle používá hliník, měď nebo uhlíková ocel. Pro výpočet se bude uvažovat materiál měď. Jedná se o stejný materiál jako trubky. [21]

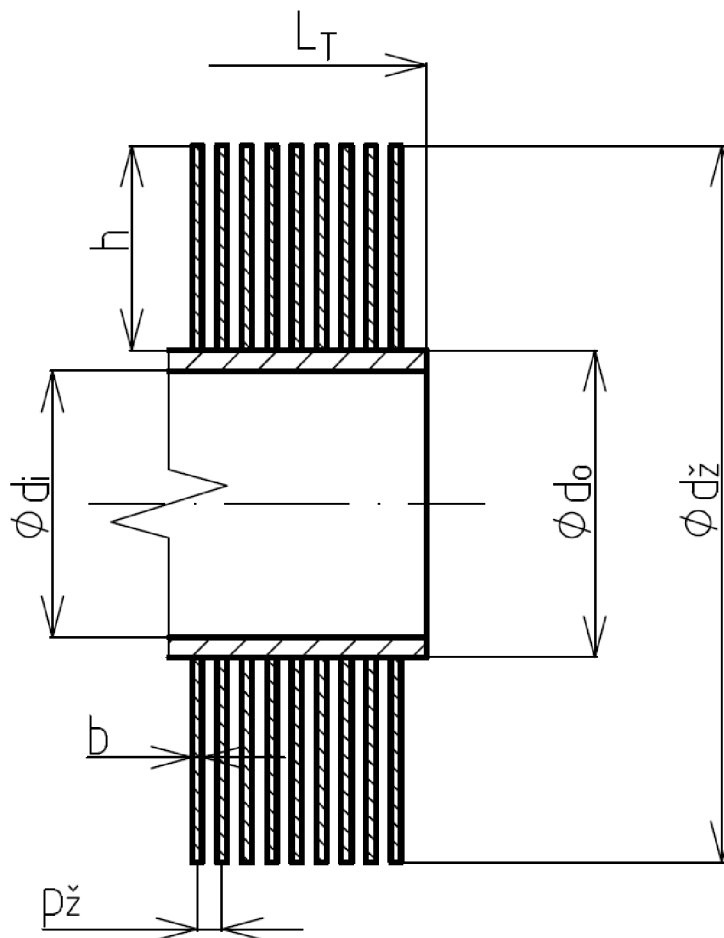


Obrázek 2.4 Druhy příčného žebrování a) G-Fin, b) L-Fin, c) LL-Fin, d) KL-Fin, e) Extruded-Fin [21]

Tab.6 Maximální pracovní teplota [22]

Typ	Maximální pracovní teplota
L-Fin	150 °C
LL-Fin	180 °C
Extruded-Fin	285 °C
G-Fin	400 °C

Jelikož pracovní teplota výměníku nepřesáhne teplotu 150 °C, stačí když se použije typ L-Fin.



Obrázek 2.5 Schéma žebrované trubky

Tab.7 Rozměry žebrovaných trubek

Vnější průměr s žebrováním	$d_z$	0,038	<i>m</i>
Výška žebra	$h$	0,0115	<i>m</i>
Vzdálenost mezi žebry	$p_z$	0,003	<i>m</i>
Počet žeber	$n_z$	150	-
Tloušťka žebra	$b$	0,0004	<i>m</i>
Mezera mezi žebry	$m_z$	0,0026	<i>m</i>
Vnitřní průměr	$d_i$	0,013	<i>m</i>
Vnější průměr	$d_o$	0,015	<i>m</i>

Tab.8 Vstupní data na straně vody pro žebrované trubky

		OHŘEV		
Objemový průtok	$\dot{V}_{t\check{z}}$	140		$m^3/h$
Teplota na vstupu	$t_{t1\check{z}}$	80		$^{\circ}C$
Teplota na výstupu	$t_{t2\check{z}}$	60,98		$^{\circ}C$
Tlak na vstupu	$p_{t1\check{z}}$	3		$bar(a)$
Tlak na výstupu	$p_{t2\check{z}}$	2,5		$bar(a)$

Výpočet přestupu tepla bude veden stejně jako u trubek bez žebrování, pomocí bezrozměrných čísel. Pro optimální návrh by měl být povrch vnějšího žebrování asi 10 až 20 větší, než je povrch vnitřku trubky.

Výpočet počtu trubek v jedné řadě:

$$N_{t\check{z}} = \frac{\check{s}_k - d_{\check{z}}}{p_{t\check{z}}} = \frac{0,5 - 0,038}{0,043} = 10,744 \quad [-] \quad (2.77)$$

$\check{s}_k$  je šířku kanálu,  $p_{t\check{z}}$  je rozteč trubek.

Po zaokrouhlení je počet trubek v jedné řadě zvolen na 10.

Vnitřní průřez trubek:

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,013}{4} = 1,327 \cdot 10^{-4} \quad [m^2] \quad (2.78)$$

Vnitřní povrch trubek jedné řady trubek:

$$S_i = \pi \cdot d_i \cdot L_T \cdot N_{t\check{z}} = \pi \cdot 0,013 \cdot 0,5 \cdot 10 = 0,204 \quad [m^2] \quad (2.79)$$

Vnější povrch trubek mezi žebry jedné řady trubek:

$$S_o = \pi \cdot d_o \cdot p_{\check{z}} \cdot (n_{\check{z}} - 1) \cdot N_{t\check{z}} \quad [m^2] \quad (2.80)$$

$$S_o = \pi \cdot 0,015 \cdot 0,003 \cdot (150 - 1) \cdot 10 = 0,183 \quad [m^2] \quad (2.81)$$

Celkový povrch žeber jedné řady trubek:

$$S_{\check{z}} = \left[ \frac{2 \cdot \pi}{4} \cdot (d_{\check{z}}^2 - d_o^2) + \pi \cdot d_{\check{z}} \cdot b \right] \cdot N_{t\check{z}} \quad [m^2] \quad (2.82)$$

$$S_{\check{z}} = \left[ \frac{2 \cdot \pi}{4} \cdot (0,038 - 0,015) + \pi \cdot 0,038 \cdot 0,0004 \right] \cdot 10 \quad [m^2] \quad (2.83)$$

$$S_{\check{z}} = 2,944 \quad [m^2] \quad (2.84)$$

Celkový povrch obtákaný vzduchem pro jednu řadu trubek:

$$S_c = S_z + S_o = 2,944 + 0,183 = 3,126 \quad [\text{m}^2] \quad (2.85)$$

Příčemž poměr mezi vnějším a vnitřním povrchem je:

$$\frac{S_c}{S_i} = \frac{3,126}{0,204} = 15,324 \quad [-] \quad (2.86)$$

### Bezrozměrná podobnostní kritéria:

Výpočet Prandtlova čísla  $\overline{Pr}_{2z}$ :

$$\overline{Pr}_{2z} = \frac{\bar{c}_{p2z} \cdot \bar{\eta}_{2z}}{\bar{\lambda}_{2z}} = 0,736 \quad [-] \quad (2.87)$$

Kde  $\overline{Pr}_{2z}$  má stejnou hodnotu jako u výpočtu Prandtlova čísla v MP prostoru pro hladké trubky v rovnici 2.55, protože uvažujeme stejné tlaky a teploty.

Výpočet Reynoldsova čísla  $\overline{Re}_{2z}$  je opět stejný jako pro hladké trubky ale charakteristickým rozměrem bude vnější průměr  $d_o$ :

$$\overline{Re}_{2z} = \frac{w_{2,maxz} \cdot d_o}{\bar{v}_{2z}} = \frac{7,572 \cdot 0,015}{1,573 \cdot 10^5} = 7221,391 \quad [-] \quad (2.88)$$

Výpočet maximální rychlosti pro žebrované trubky:

$$w_{2,maxz} = \frac{\check{s}_k \cdot p_{tz}}{\check{s}_k \cdot p_{tz} - (h_k \cdot d_o + b \cdot p_z \cdot h \cdot 2)} \cdot w_{2z} \quad [\text{m/s}] \quad (2.89)$$

$$w_{2,maxz} = \frac{0,5 \cdot 0,043}{0,5 \cdot 0,043 - (0,5 \cdot 0,015 + 0,0004 \cdot 0,003 \cdot 0,0115 \cdot 2)} \cdot 4,444 \quad [\text{m/s}] \quad (2.90)$$

$$w_{2,maxz} = 7,572 \quad [\text{m/s}] \quad (2.91)$$

Na rozdíl od hladkých trubek, kde se maximální rychlost (mezi trubkami) zvětší pouze z důvodu obtékání jednotlivých trubek. Zde bude tato rychlost ještě zvětšena příčnými žebry. Rychlost  $w_{2z}$  zůstává stejná z rovnice 2.52.

Pro výpočet středního Nusseltova čísla se použije rozdílný vztah než pro hladké trubky. Výpočet je vztažen na vnější průměr  $d_o$ .

Pro uspořádání střídavě má tvar:

$$\overline{Nu}_{2z} = 038 \cdot \overline{Re}_{2z}^{0,6} \cdot \left[ 1 + 2 \cdot \frac{h \cdot \left( h + d_o + \frac{d_o - d_i}{2} \right)}{d_o \cdot p_z} \right] \cdot \overline{Re}_{2z}^{\frac{1}{3}} \quad [-] \quad (2.92)$$

Pro uspořádání za sebou:

$$\overline{Nu}_{2ž} = 0,22 \cdot \overline{Re}_{2ž}^{0,6} \cdot \left[ 1 + 2 \cdot \frac{h \cdot \left( h + d_o + \frac{d_o - d_i}{2} \right)}{d_o \cdot p_{ž}} \right] \cdot \overline{Re}_{2ž}^{\frac{1}{3}} \quad [-] \quad (2.93)$$

$$\overline{Nu}_{2ž} = 0,22 \cdot 0,736^{0,6} \cdot \left[ 1 + 2 \cdot \frac{11,5 \cdot \left( 11,5 + 15 + \frac{15 - 13}{2} \right)}{15 \cdot 3} \right] \cdot 7221,391^{\frac{1}{3}} \quad [-] \quad (2.94)$$

Rozměry hodnot jsou uvedeny v mm.

$$\overline{Nu}_{2ž} = 27,326 \quad [-] \quad (2.95)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{2ž} = \frac{\overline{Nu}_{2ž} \cdot \bar{\lambda}_{2ž}}{d_o} = \frac{27,326 \cdot 0,026}{0,113} = 47,393 \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (2.96)$$

Účinnost žebel:

$$\eta_{ž} = \frac{tgh(m \cdot h)}{m \cdot h} = \frac{tgh(24,425 \cdot 0,0115)}{24,425 \cdot 0,0115} = 0,975 \quad [-] \quad (2.97)$$

Kde  $m$  se vypočítá:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{2ž}}{b \cdot \bar{\lambda}_{mž}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 47,393}{0,0004 \cdot 397,213}} = 24,425 \quad [\text{m}^{-1}] \quad (2.98)$$

Střední tepelná vodivost mědi  $\bar{\lambda}_{mž}$  vypočítaná ze zdroje [20]:

$$\bar{\lambda}_{mž} = f \left( \frac{t_{t1ž} + t_{t2ž}}{2} \right) = 397,213 \quad [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})] \quad (2.99)$$

Střední zdánlivý součinitel přestupu tepla:

$$\bar{\alpha}_{2žs} = \alpha_{2ž} \cdot \frac{S_{ž}}{S_c} \cdot \frac{\eta_{ž} \cdot S_o}{S_{ž}} = 47,393 \cdot \frac{2,944}{3,126} \cdot \frac{0,975 \cdot 0,183}{2,944} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (2.100)$$

$$\bar{\alpha}_{2žs} = 46,256 \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (2.101)$$

**Součinitel prostupu tepla v MP** pro ohřev a uspořádání trubek za sebou je:

$$k_{oh,1ž} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{\alpha}_{2žs}} + \frac{S_i}{S_c} \left( \frac{1}{\alpha_{2ž}} + \frac{d_o - d_i}{2 \cdot \bar{\lambda}_{mž}} \right)} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (2.102)$$

$$k_{oh,1ž} = \frac{1}{\frac{1}{46,256} + \frac{3,126}{0,204} \left( \frac{1}{10623,357} + \frac{0,015 - 0,013}{2 \cdot 397,213} \right)} \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (2.103)$$

$$k_{oh,1ž} = 43,224 \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (2.104)$$

## 2.9 Výpočet potřebné teplosměnné plochy pro žebrované trubky

Výpočet bude veden stejně jako pro hladké trubky. Jediný rozdíl je v tom, že součinitel přestupu tepla  $k_{oh,1ž}$  není vztažen na délku trubky, ale je vztažen na plochu.

$$S_{oh,1ž} = \frac{\dot{Q}_{b,oh1ž}}{k_{oh,1ž} \cdot \Delta T_{oh,1ž}} \quad [\text{m}^2] \quad (2.105)$$

Výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta T_{oh,1ž} = \frac{(t_{w1ž} + t_{t2ž}) - (t_{t1ž} + t_{w2ž})}{\ln \left( \frac{t_{w1ž} + t_{t2ž}}{t_{t1ž} + t_{w2ž}} \right)} \cdot F_{oh,1ž} \quad [\text{K}] \quad (2.106)$$

Korekčním faktor  $F_{oh,1ž}$  ze zdroje [17] má hodnotu 0,85.

$$\Delta T_{oh,1ž} = \frac{(10 + 52,45) - (80 + 52,45)}{\ln \left( \frac{10 + 52,45}{80 + 50} \right)} \cdot 0,85 = 30,486 \quad [\text{K}] \quad (2.107)$$

Potřebná teplosměnná plocha:

$$S_{oh,1ž} = \frac{\dot{Q}_{b,oh1}}{k_{oh,1ž} \cdot \Delta T_{oh,1ž}} = \frac{53550}{43,292 \cdot 30,486} = 40,638 \quad [\text{m}^2] \quad (2.118)$$

Potřebný počet řad:

$$N_{Lž} = \frac{S_{oh,1ž}}{L_T \cdot N_{tž}} = \frac{40,638}{0,500 \cdot 10} = 13 \quad [-] \quad (2.109)$$

## 2.10 Výpočet tlakové ztráty v MP pro trubky s vnějším žebrováním

Výpočet tlakových ztrát v MP pro trubky s příčným žebrováním je veden podle zdroje [23]. Pro výpočet nemůžeme použít vztahy pro hladké trubky. Hodnota tlakových ztrát budou rozdílné v závislosti na typu uspořádání trubek.

Pro výpočet tlakových ztrát v TP jsou použity stejné vztahy, jako u hladkých trubek, protože žebrování je umístěné jen na straně vnější (vzduchu).

Vzorec pro celkové tlakové ztráty má tvar:

$$\Delta p_{z2ž} = 2 \cdot (F_1 + B_1) \cdot N_{Lž} \cdot w_{2,maxž}^2 \cdot \bar{\rho}_{1ž} \quad [\text{Pa}] \quad (2.110)$$

Kde F a B jsou úpravné koeficienty,  $N_{Lž}$  je počet řad žebrovaných trubek.

Výpočet hodnoty úpravného koeficientu  $F_1$ :

$$F_1 = C_{2ž} \cdot C_{4ž} \cdot C_{6ž} \cdot \sqrt{\frac{d_{ž}}{d_o}} = 0,217 \cdot 0,255 \cdot 0,986 \cdot \sqrt{\frac{0,038}{0,015}} \quad [-] \quad (2.111)$$

$$F_1 = 0,087 \quad [-] \quad (2.112)$$

Faktor  $C_{2ž}$ :

$$C_{2ž} = 0,07 + 8 \cdot \overline{Re}_{2ž}^{-0,45} = 0,07 + 8 \cdot 7221,391^{-0,45} \quad [-] \quad (2.113)$$

$$C_{2ž} = 0,217 \quad [-] \quad (2.114)$$

Tento vztah platí pro uspořádání za sebou i střídavě.

Faktory  $C_{4ž}$  a  $C_{6ž}$  se počítá jinak pro trubky za sebou a trubky střídavě.  
Pro uspořádání střídavě ve tvaru:

$$C_{4ž} = 0,11 \cdot \left(0,05 \cdot \frac{p_{tž}}{d_o}\right)^{-0,7 \cdot \left(\frac{h}{m_{ž}}\right)^{0,2}} \quad [-] \quad (2.115)$$

$$C_{6ž} = 1,1 + \left(1,8 - 2,1 \cdot e^{-0,15 \cdot N_{tž}^2}\right) \cdot e^{-2 \cdot \frac{p_{tž}}{p_{řž}}} - \left(0,7 - 0,8 \cdot e^{-0,15 \cdot N_{tž}^2}\right) \cdot e^{-0,6 \cdot \frac{p_{tž}}{p_{řž}}} \quad [-] \quad (2.116)$$

Kde  $p_{tž}$  značí příčnou rozteč trubek v jedné řadě,  $m_{ž}$  je mezera mezi žebry a  $p_{řž}$  je rozteč jednotlivých řad trubek, která má stejnou hodnotu jako  $p_{tž}$ .

Pro uspořádání za sebou:

$$C_{4ž} = 0,08 \cdot \left(0,15 \cdot \frac{p_{tž}}{d_o}\right)^{-1,1 \cdot \left(\frac{h}{m_{ž}}\right)^{0,15}} \quad [-] \quad (2.117)$$

$$C_{4ž} = 0,08 \cdot \left(0,15 \cdot \frac{0,043}{0,015}\right)^{-1,1 \cdot \left(\frac{0,0115}{0,026}\right)^{0,15}} \quad [-] \quad (2.118)$$

$$C_{4ž} = 0,255 \quad [-] \quad (2.119)$$

$$C_{6ž} = 1,6 + (0,75 - 1,5 \cdot e^{-0,7 \cdot n_{tž}}) \cdot e^{-0,2 \cdot \left(\frac{p_{tž}}{p_{řž}}\right)^2} \quad [-] \quad (2.120)$$

$$C_{6ž} = 1,6 + (0,75 - 1,5 \cdot e^{-0,7 \cdot 13}) \cdot e^{-0,2 \cdot \left(\frac{0,043}{0,043}\right)^2} \quad [-] \quad (2.121)$$

$$C_{6ž} = 0,986 \quad [-] \quad (2.122)$$

Pro výpočet koeficientu  $B_1$  potřebujeme znát hustotu při vstupní teplotě  $\rho_{ž1}$ , výstupní teplotě  $\rho_{ž2}$  a střední hustotu  $\bar{\rho}_{1ž}$ .

$$\rho_{1ž} = f\left(\frac{p_{w1} + p_{w2}}{2}; \frac{t_{w1ž}}{2}; \overline{Pp''}\right) = 1,189 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.123)$$



$$\rho_{2ž} = f\left(\frac{p_{w1} + p_{w2}}{2}; \frac{t_{w2ž}}{2}; \overline{Pp''}\right) = 1,187 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.124)$$

$$\bar{\rho}_{1ž} = f\left(\frac{p_{w1} + p_{w2}}{2}; \frac{t_{w1ž} + t_{w2ž}}{2}; \overline{Pp''}\right) = 1,188 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (2.125)$$

Koeficient B:

$$B_1 = \frac{1 + \left(\frac{\check{s}_k}{h_k}\right)^2}{4 \cdot N_{Lž}} \cdot \bar{\rho}_{1ž} \cdot \left(\frac{1}{\rho_{2ž}} - \frac{1}{\rho_{1ž}}\right) \quad [-] \quad (2.126)$$

$$B_1 = \frac{1 + \left(\frac{0,5}{0,5}\right)^2}{4 \cdot 13} \cdot 1,188 \cdot \left(\frac{1}{1,187} - \frac{1}{1,189}\right) = 3,124 \cdot 10^{-5} \quad [-] \quad (2.127)$$

**Celkové tlakové ztráty v TP** pro žebrované trubky, ohřev a uspořádání trubek za sebou na straně vzduchu je:

$$\Delta p_{z2ž} = 2 \cdot (F_1 + B_1) \cdot N_{Lž} \cdot w_{2,maxž}^2 \cdot \bar{\rho}_{1ž} \quad [\text{Pa}] \quad (2.128)$$

$$\Delta p_{z2ž} = 2 \cdot (0,087 + 3,124 \cdot 10^{-5}) \cdot 13 \cdot 7,572^2 \cdot 1,188 \quad [\text{Pa}] \quad (2.129)$$

$$\Delta p_{z2ž} = 153,905 \quad [\text{Pa}] \quad (2.130)$$

## 2.11 Souhrn výsledků

Postup výpočtu pro ochlazování vzduchu je shodný s výše uvedeným. V této části jsou uvedeny pouze souhrnné tabulky, které obsahující výsledky z tepelných a hydraulických výpočtů a geometrii výměníku.

Tab.9 Parametry výměníku

Geometrie výměníku	Pro hladké trubky	Pro žebrované trubky	
Délka trubek:	0,5	0,5	m
Výška kanálu:	0,5	0,5	m
Šířka kanálu:	0,5	0,5	m
Vnitřní průměr trubek:	13	13	mm
Vnější průměr trubek:	15	15	mm
Tloušťka stěny	1	1	mm
Materiál trubek:	měď	měď	-
Počet trubek v jedné řadě:	19	10	-
Průměr s žebrováním:	-	38	mm
Tloušťka žebra:	-	0,4	mm
Výška žebra:	-	11,5	mm
Rozteč žeber:	-	3	mm
Počet žeber na jedné trubce:	-	150	-
Materiál žebra:	-	měď	-
Příčná rozteč trubek:	25	43	mm
Rozteč řad:	25	43	mm
Absolutní drsnost trubek:	0,1	0,1	mm

Tab.10 Výsledky výpočtů pro ohřev vzduchu

Varianta	OHŘEV			
	hladké trubky		žebrované trubky	
Uspořádání	za sebou	střídavě	za sebou	střídavě
Potřebný výkon [kW]:	53,55			
Výstupní teplota vody [°C]:	74,45	70,05	52,45	52,51
Střední logaritmický teplotní spád [°C]:	38,29	41,14	30,49	30,51
Potřebný počet řad:	25	21	13	8
Potřebný počet trubek:	475	399	130	80
Tlaková ztráta TP [kPa]:	64,29	54,11	41,41	25,53
Tlaková ztráta MP [Pa]:	550,11	847,18	153,90	255,70

Tab. 11 Výsledky výpočtů pro ochlazení vzduchu

Varianta	OCHLAZENÍ			
	hladké trubky		žebrované trubky	
Uspořádání	za sebou	střídavě	za sebou	střídavě
Potřebný výkon [kW]:	34,13			
Výstupní teplota vody [°C]:	11,63	11,22	14,70	16,07
Střední logaritmický teplotní spád [°C]:	12,90	13,04	11,24	9,59
Potřebný počet řad:	48	43	24	18
Potřebný počet trubek:	912	817	240	180
Tlaková ztráta TP [kPa]:	134,6	120,60	81,65	61,19
Tlaková ztráta MP [Pa]:	1080,61	1774,75	286,78	578,12

Při porovnání výsledků jde vidět, že i přes menší potřebný výkon, je potřebná plocha pro ochlazení vzduchu přibližně dvakrát větší. Důvodem je mnohem menší teplotní rozdíl. Použití geometrie trubek s příčnými žebry se projeví na výrazné redukci potřebného počtu řad.

Jako nejlepší volba z pohledu rozměrového se jeví geometrie se střídavým uspořádáním. Uspořádání za sebou je výhodně zejména z důvodu čištění, například u spalin. Na to, jestli je lepší použít trubky žebrované nebo bez žebrování, se musí znát cena jednotlivých trubek. Pro hladké trubky je cena podle zdroje [24] za 1 m délky 80,7 Kč. Při použití hladkých trubek s uspořádáním střídavě, kde potřebný počet trubek je 817 o délce 0,5 m je celková délka trubek 408,5 m. Trubky se prodávají po 5 m. Po zaokrouhlení na 410 m je celková cena 33 087 Kč. Přibližná cena trubek s příčnými žebry je po emailové konverzaci se společností Be. Tube S.r.l. stanovena na 354 Kč za jednu trubku. Celkové náklady za trubky s příčným žebrováním a uspořádáním střídavě jsou 63 720 Kč. Náklady na provoz budou větší při použití geometrie hladkých trubek, u kterých dochází k větším tlakovým ztrátám na straně vody i na straně vzduchu. V ceně nejsou zahrnuty vedlejší náklady za dopravu, montáž a náklady za materiál spojené s větším počtem řad u hladkých trubek.

## ZÁVĚR

Cílem práce bylo navrhnout křížový výměník tepla s příčně obtékanými trubkami pro aplikaci vzduch-voda. Úvodní část práce obsahuje rešerši o rozsahu desíti stran, ve které je obecný popis a rozdělení výměníku. Dále pak popis jednotlivých druhů trubkových výměníků a požadavky na teplosměnná media. V závěru rešeršní části je popis inovací v oblasti výměníku tepla.

Další část tvoří samotný výpočet a návrh výměníku pro ohřev / ochlazení vzduchu. Na začátku bylo důležité určit základní parametry vstupující do výpočtu. Hodnota rozmezí teplot vzduchu závislá na počasí byla zvolena na 10-35 °C. Požadavek na výstupní teplotu z výměníku; vstupní teplotu do zkušebního zařízení byl 10-50 °C. Objemový průtok vzduchu stanoven v rozmezí 1200-4000 m<sup>3</sup>/h, ale ve výpočtu se počítalo s nejvyšší hodnotou. Dále bylo potřebné zvolit teplotu vody na vstupu. Při ohřevu vzduchu to bylo 70 °C a při ochlazování 3 °C. Teplota na výstupu byla odhadnuta a následně iteračním počtem přesně dosazena.

Začalo se s výpočtem potřebného výkonu, který má při ohřevu vzduchu hodnotu 53,55 kW a při ochlazování vzduchu pak 34,13 kW.

Před dalším výpočtem se zvolili některé konstrukční parametry. Průřez kanálu, ve kterém proudí vzduch, zvolen na 500 x 500 mm. Průměry trubek 15 x 1 mm a jako materiál byla zvolena čistá měď. V jedné řadě, při zvolení rozteče trubek 25 mm, vychází 19 trubek. Ve výpočtech je ještě varianta pro trubky s příčnými žebry, při kterých dochází k zintenzivnění přestupu tepla. Zmenší tak potřebnou teplosměnnou plochu. Vnější průměr žebrování byl zvolen ve výši 38 mm a celkový počet trubek v jedné řadě u této varianty snížen na 10. Materiál žeber určen stejný jako pro trubky, tedy čistá měď.

Výpočet potřebného počtu řad byl určen z výkonu, teplotního rozdílu a ze součinitele prostupu tepla. Hodnota součinitele prostupu tepla se dostala pomocí jednotlivých součinitelů přestupu tepla, vypočítaných za pomoci bezrozměrných kritérií.

Pro ochlazování vzduchu je potřebný počet řad přibližně dvakrát větší i přes menší potřebný výkon. Proto je výměník dimenzován na ochlazování vzduchu. Konkrétně 43 řad pro trubky bez příčného žebrování a 18 řad pro trubky s příčným žebrováním, při uvažování tzv. střídavého rozložení trubek v kanále.

V trubkovém prostoru byla odhadnuta tlaková ztráta pro všechny varianty 50 kPa. Z tabulky 10 a 11 se výsledky pohybují v rozmezí od 25-134 kPa. Pro mezitrubkový prostor se předpokládalo 150 Pa a výsledky výpočtů se pohybují mezi 154-1775 Pa. Na výsledek potřebné teplosměnné plochy, rozdíl mezi předpokládanou a vypočtenou, nemá významný vliv. Ovlivňuje především potřebný příkon čerpadla a ventilátoru. Pro zmenšení tlakových ztrát v mezitrubkovém prostoru se dá použít uspořádání trubek za sebou, což vede k výrazně menším ztrátám. To by ale znamenalo zvýšení potřebné teplosměnné plochy viz. tabulky 10 a 11. Jako lepší volba se tedy jeví uspořádání trubek střídavě.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2013, 119 s. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [2] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. X. New York: Marcel Dekker, 2000, 1119 s. ISBN 0-8247-9787-6.
- [3] *DESKOVÝ VÝMĚNÍK - MONTOVANÝ* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-03-01]. Dostupné z: [https://energy.hennlich.cz/fileadmin/\\_processed\\_/csm\\_warmetauscher\\_0a38ed30e3.png](https://energy.hennlich.cz/fileadmin/_processed_/csm_warmetauscher_0a38ed30e3.png)
- [4] *THERMOPEDIA™, Heat exchangers* [online]. b.r. [cit. 2019-02-27]. Dostupné z: [http://thermopedia.com/content/832/#HEAT\\_EXCHANGERS](http://thermopedia.com/content/832/#HEAT_EXCHANGERS)
- [5] SHAH, R. a Dušan SEKULÍČ. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003. ISBN 0471321710.
- [6] Small Heat Exchanger, for Hydraulic and Industrial Process. In: *Indiamart* [online]. b.r. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <https://5.imimg.com/data5/AO/PO/MY-7141989/small-heat-exchanger-500x500.png>
- [7] Details of shell and tube heat exchanger [online]. b.r. [cit. 2019-01-31]. Dostupné z: <http://www.thermofin.net/products/caleos-shell-and-tube-heat-exchangers/>
- [8] *Výměníky tepla* [online]. b.r., 2011 [cit. 2019-03-01]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [9] *Tepelný výměník Hi-Flow 13 kW* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-03-07]. Dostupné z: <https://www.pro-bazeny.cz/data/original/products/images/3220514958.jpg>
- [10] Heat Exchanger Market Research Report – Forecast to 2023. *Market Research Future* [online]. 2019 [cit. 2019-03-05]. Dostupné z: <https://www.marketresearchfuture.com/reports/heat-exchanger-market-2963>
- [11] *MIKROKANÁLOVÉ VÝMĚNÍKY* [online]. b.r. [cit. 2019-03-09]. Dostupné z: <https://energy.hennlich.cz/produkty/vymeniky-tepla-mikrokanalove-vymeniky-12464.html>
- [12] *MIKROKANÁLOVÉ VÝMĚNÍKY*. In: *Hennlich Energy* [online]. b.r. [cit. 2019-03-09]. Dostupné z: [https://energy.hennlich.cz/fileadmin/\\_processed\\_/csm\\_mikrokan%C3%A1lov%C3%BD\\_v%C3%BDm%C4%9Bn%C3%ADk\\_6d712a6f3e.png](https://energy.hennlich.cz/fileadmin/_processed_/csm_mikrokan%C3%A1lov%C3%BD_v%C3%BDm%C4%9Bn%C3%ADk_6d712a6f3e.png)
- [13] *The new GEA ConBraze* [online]. In: . 2012, s. 4 [cit. 2019-03-09]. Dostupné z: <http://www.matcool.be/wp-content/uploads/2011/11/ConBraze-EN-20121004.pdf>
- [14] Hustota vlhkého vzduchu a entalpie. In: *Tzbinfo* [online]. 2006 [cit. 2019-03-25]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3353-teorie-vlhkeho-vzduchu-ii>
- [15] *SIMULATION OF THE MOIST AIR THERMODYNAMIC PROPERTIES* [online]. In: . Technical University of Denmark, b.r. [cit. 2019-03-28]. Dostupné z: [http://www.termo.utcluj.ro/mb/moist\\_air/ma.html](http://www.termo.utcluj.ro/mb/moist_air/ma.html)

- [16] STEHLÍK, Petr. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1991.
- [17] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4.
- [18] *Výpočet měrné hmotnosti a kinematické viskozity vzduchu* [online]. In: . 2007 [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/MT/3-Programy%20k%20textu/Vypocet%20merne%20hmotnosti%20a%20kinematicke%20viskozity%20vzduchu.xls>
- [19] *Thermal Conductivity of Air Vs Temperature correlation* [online]. 2009 [cit. 2019-04-04]. Dostupné z: <http://profmaster.blogspot.com/2009/01/thermal-conductivity-of-air-vs.html>
- [20] *PURE COPPER* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-04-10]. Dostupné z: <http://www-ferp.ucsd.edu/LIB/PROPS/PANOS/cu.html>
- [21] *EMBEDDED FINNED TUBES* [online]. In: . 2014 [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <http://www.beca-engineering.com/product/embeddedfinnedtubes.php>
- [22] *Finned Heat Exchanger Tubes* [online]. In: . 2019 [cit. 2019-04-16]. *Finned Heat Exchanger Tubes* [online]. In: . 2019 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <https://www.profans.com/en/finned-heat-exchanger-tubes/>
- [23] ANNARATONE, Donatello. *Engineering Heat Transfer*. Heidelberg: Springer-Verlag Berlin, 2010, 344 s. ISBN 978-3-642-03931-7.
- [24] TOPENILEVNE. In: *Cu měděná trubka 15x1 mm | 1m* [online]. 2019 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://www.topenilevne.cz/cu-medena-trubka-15x1-mm-1m-p5399/#gallery>
- [25] *Double-pipe heat exchanger* [online]. In: . b.r. [cit. 2019-03-01]. Dostupné z: <https://qphl.fs.quoracdn.net/main-qimg-fc0ba3e76a3c9bed64cfc057c9de21f9>
- [26] HOLMGREN, Magnus. *X Steam: IAPWS IF97 Excel Steam Tables* [počítačový soubor.xls - freeware]. Ver.2.6. [cit. 2019-03-20].

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$B_1$	Úpravný koeficient	-
$C_1$	Konstanta pro výpočet Nussletova čísla	-
$C_2$	Konstanta pro výpočet Nussletova čísla	-
$C_{2ž}$	Korekční faktor	-
$C_{4ž}$	Korekční faktor	-
$C_{6ž}$	Korekční faktor	-
$F_1$	Úpravný koeficient	-
$L_1$	Charakteristický rozměr	$m$
$L_T$	Délka trubky	$m$
$L_{oh,1}$	Potřebná délka trubek	$m$
$N_L$	Počet řad	-
$N_{Lž}$	Potřebný počet řad trubek s žebrováním	-
$N_t$	Počet trubek v jedné řadě	-
$N_{tž}$	Počet trubek v jedné řadě (žebrovaných)	-
$\overline{Pp''}$	Střední parciální tlak vzduchu	$Pa$
$S_ž$	Celkový povrch trubek jedné řady (žebrovaných)	$m^2$
$S_T$	Příčná rozteč trubek	$m$
$S_i$	Vnitřní povrch trubek jedné řady (žebrovaných)	$m^2$
$S_o$	Vnější povrch trubek jedné řady (žebrovaných)	$m^2$
$S_{oh,1ž}$	Potřebná teplosměnná plocha (žebrovaných)	$m^2$
$S_t$	Průtočná plocha jedné řady	$m^2$
$S_{tž}$	Vnitřní průřez trubek (žebrovaných)	$m^2$
$a_1$	Teplotní vodivost vody	$m^2/s$
$a_2$	Teplotní vodivost vzduchu	$m^2/s$
$d_e$	Ekvivalentní průměr	$m$
$d_i$	Vnitřní průměr trubky	$m$
$d_o$	Vnější průměr trubky	$m$
$k_{oh,1}$	Součinitel prostupu tepla pro ohřev a usp. za sebou	$W/(m \cdot K)$
$k_{oh,1ž}$	Součinitel přestupu tepla pro ohřev usp. za sebou	$W/(m^2 \cdot K)$
$m_ž$	Vzdálenost mezi žebry	$m$
$n_ž$	Počet žeborů na jedné trubce	-
$p_{řž}$	Rozteč řad žebrovaných trubek	$m$
$p_ž$	Vzdálenost mezi žebry	$m$

$p_{t1}$	Tlak vody na vstupu	$bar(a)$
$p_{t1ž}$	Tlak vody na vstupu (u žebrovaných trubek)	$bar(a)$
$p_{t2}$	Tlak vody na výstupu	$bar(a)$
$p_{t2ž}$	Tlak vody na výstupu (u žebrovaných trubek)	$bar(a)$
$p_{tž}$	Rozteč trubek (žebrovaných)	$m$
$p_{w1}$	Tlak vzduchu na vstupu	$Pa(r)$
$p_{w2}$	Tlak vzduchu na výstupu	$Pa(r)$
$t_{t1}$	Teplota vody na vstupu	$^{\circ}C$
$t_{t1ž}$	Teplota vody na vstupu (u žebrovaných trubek)	$^{\circ}C$
$t_{t2}$	Teplota vody na výstupu	$^{\circ}C$
$t_{t2ž}$	Teplota vody na výstupu (u žebrovaných trubek)	$^{\circ}C$
$t_{w1}$	Teplota vzduchu na vstupu	$^{\circ}C$
$t_{w2}$	Teplota vzduchu na výstupu	$^{\circ}C$
$w_1$	Rychlost vzduchu v trubkovém prostoru	$m/s$
$w_{2,max}$	Maximální rychlost vzduchu v kanále	$m/s$
$w_{2,maxž}$	Max. rychlost vzduchu v kanále (žebrované trubky)	$m/s$
$w_2$	Rychlost vzduchu	$m/s$
$\bar{x}$	Střední měrná vlhkost vzduchu	$kg/kg_{sv}$
$z_1$	Korekční součinitel	-
$z_2$	Korekční součinitel	-
$\Delta p_{m1}$	Tlakové ztráty místní	$Pa$
$\Delta p_{t1}$	Tlakové ztráty třením	$Pa$
$\Delta p_{z1}$	Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	$Pa$
$a$	Exponent turbulentní proudění	-
$dž$	Vnější průměr s žebrováním	$m$
$h$	Výška žebra	$m$
$S_L$	Rozteč řad	$m$
$\Delta t1$	Střední teplotní spád (ohřev)	$K$
$\phi$	Relativní vlhkost	%
$\aleph$	Korekční součinitel	-
$F$	Světlý průřez kanálu	$m^2$
$O$	Obvod průřezu kanálu	$m^2$
$b$	Šířka žebra	$m$
$f$	Součinitel tření	-
$k$	Absolutní drsnost	$m$
$m$	Koeficient účinnosti žeber	$m^{-1}$



$\overline{c_{p1}}$	Střední měrná tepelná kap. vody za konst. tlaku	$J/(kg \cdot K)$
$\overline{c_{p2}}$	Střední měrná tepelná kap. vzduchu za konst. tlaku	$J/(kg \cdot K)$
$\dot{Q}_{b,oh1}$	Potřebný tepelný výkon pro ohřev a usp. za sebou	$kW$
$\dot{Q}_b$	Výkon z bilanční rovnice	$kW$
$\dot{Q}_{ch}$	Potřebný výkon pro ochlazení vzduchu	$kW$
$\dot{Q}_{oh}$	Potřebný výkon pro ohřev vzduchu	$kW$
$\dot{Q}_k$	Výkon z rovnice přestupu tepla	$kW$
$\bar{t}_{1s}$	Střední teplota trubky	$K$
$\dot{V}_t$	Objemový průtok voda	$m^3/h$
$\dot{V}_{tž}$	Objemový průtok voda (u žebrovaných trubek)	$m^3/h$
$\dot{V}_w$	Objemový průtok vzduch	$m^3/h$
$\bar{\alpha}_{2žs}$	Střední zdánlivý součinitel přestupu tepla	$W/(m^2 \cdot K)$
$\bar{\eta}_1$	Střední dynamická viskozita vody	$P \cdot s$
$\bar{\eta}_{1s}$	Střední dynamická viskozita stěny trubky	$P \cdot s$
$\bar{\eta}_2$	Střední dynamická viskozita vzduchu	$P \cdot s$
$\bar{\eta}_{2ž}$	Střední dyn. viskozita vzduchu (žebrovaných)	$P \cdot s$
$\bar{\lambda}_1$	Střední teplotní vodivost vody	$W/(m \cdot K)$
$\bar{\lambda}_2$	Střední teplotní vodivost vzduchu	$W/(m \cdot K)$
$\bar{\lambda}_{2ž}$	Střední teplotní vodivost vzduchu (žebrovaných)	$W/(m \cdot K)$
$\bar{\lambda}_{mž}$	Střední souč. přestupu tepla mědí (žebrovaných)	$W/(m \cdot K)$
$\bar{\nu}_1$	Střední kinematická viskozita vody	$m^2/s$
$\bar{\nu}_2$	Střední kinematická viskozita vzduchu	$m^2/s$
$\bar{\nu}_{2ž}$	Střední kinem. viskozita vzduchu (žebrovaných)	$m^2/s$
$\bar{\rho}_1$	Střední hustota vody	$kg/m^3$
$\bar{\rho}_{1ž}$	Hustota vzduchu vzduchu (u žebrovaných trubek)	$kg/m^3$
$\bar{\rho}_2$	Střední hustota vzduchu	$kg/m^3$
$\bar{\rho}_2$	Střední hustota vzduchu	$kg/m^3$
$\overline{Nu}_1$	Střední Nussletovo číslo vody	-
$\overline{Nu}_2$	Střední Nussletovo číslo vzduchu	-
$\overline{Nu}_{2ž}$	Střední Nussletovo číslo vzduchu (žebrovaných)	-
$\overline{Pr}_1$	Střední Prandtlovo číslo vody	-
$\overline{Pr}_2$	Střední Prandtlovo číslo vzduchu	-
$\overline{Pr}_{2ž}$	Střední Prandtlovo číslo vzduchu (žebrovaných)	-
$\overline{Pr}_{2w}$	Střední Prandtlovo číslo na povrchu trubek	-
$\overline{Re}_1$	Střední Reynoldsovo číslo vody	-

$\overline{Re}_2$	Střední Reynoldsovo číslo vzduchu	-
$\dot{m}_{oh}$	Hmotnostní průtok vzduchu	kg/s
$\dot{m}_{sv,oh}$	Hmotnostní tok suchého vzduchu (ohřev)	kg/s
$\overline{p}_w$	Střední tlak vzduchu	Pa
$\Delta p_{z2}$	Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru	Pa
$\Delta p_{z2ž}$	Tlakové ztráty v MP (u žebrovaných trubek)	Pa
$h_k$	Výška kanálu	m
$k_{r1}$	Relativní drsnost	-
$n_{CH1}$	Počet chodů	-
$\xi_k$	Šířka kanálu	m
$\alpha_1$	Součinitel prostupu tepla vody	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\alpha_2$	Součinitel prostupu tepla vzduchu	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\alpha_{2ž}$	Součinitel prostupu tepla vzduchu (žebrovaných)	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\Delta T_{oh,1}$	Střední log. spád pro ohřev a usp. za sebou	K
$\eta_{ž}$	Účinnost žebra	-
$\lambda_{11}$	Úpravný koeficient třetích ztrát	-
$\lambda_m$	Střední součinitel přestupu tepla mědi	W/(m·K)
$\xi_{11}$	Součinitel místních odporů	-
$\xi_{12}$	Součinitel ohybu proudu	-
$\rho_{1ž}$	Hustota vzduchu při vstupní teplotě	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{2ž}$	Hustota vzduchu při výstupní teplotě	kg/m <sup>3</sup>

## **SEZNAM PŘÍLOH**

- 1 Výkres výměníku – varianta bez žebrovaných trubek
- 2 Výkres výměníku – varianta s žebrovanými trubkami