



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARAMETRICKÁ STUDIE VÝMĚNÍKU TEPLA POMOCÍ CFD

HEAT EXCHANGER PARAMETRIC STUDY USING CFD

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Sušovský

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Špiláček, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Martin Sušovský**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Michal Špiláček, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

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 diplomové práce:

Parametrická studie výměníku tepla pomocí CFD

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh výměníku tepla je základní úloha pro většinu energetických úloh. Moderní nástroje počítačového modelování dnes dovolují tento návrh provádět efektivněji. Zároveň je možné se detailněji zabývat méně používanými typy výměníků tepla, jako jsou výměníky s koncentrickými přepážkami.

Cíle diplomové práce:

Základní návrh výměníku tepla s koncentrickými přepážkami.
Vytvoření CFD modelu navrženého výměníku.
Parametrická studie, sledovaným parametrem bude geometrie přepážek.

Seznam doporučené literatury:

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. Second edition. Boca Raton: CRC Press, [2013]. ISBN 978-143-9842-126.

KUNEŠ, Josef. Základy modelování. Praha: SNTL, 1989. ISBN 80-030-0147-1.

WILCOX, David C. Turbulence modeling for CFD. La Cănada, CA: DCW Industries, c1993. ISBN 09-636-0510-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

V této práci je proveden základní návrh a výpočet plášťového trubkového výměníku tepla s rovným svazkem trubek, do kterého je instalován systém koncentrických přepážek. Ve výpočtu byly řešeny tlakové ztráty a součinitele přestupu tepla pro trubkový i mezitrubkový prostor. Dále byl vytvořen CFD model, pomocí kterého byla vykonána parametrická studie, jež se zabývala vlivem změn geometrie přepážek na tepelný výkon výměníku a tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru.

Klíčová slova

Tepelný výměník, koncentrické přepážky, geometrie přepážek, CFD

ABSTRACT

In this paper is carried out basic design and calculation of tube heat exchanger with a straight tube bundle with installed system of disk and doughnut baffles. The calculation included pressure losses and heat transfer coefficient of tubular space and shell side. Then CFD model was made for parametric study, which was focused on influence of change of the baffles geometry on the heat output of the exchanger and the pressure losses on the shell side.

Key words

Heat exchanger, disk and doughnut baffles, baffles geometry, CFD

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SUŠOVSKÝ, Martin. *Parametrická studie výměníku tepla pomocí CFD* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-15]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124952>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Michal Špiláček.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Parametrická studie výměníku tepla pomocí CFD** vypracoval(a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Martin Sušovský

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Michalu Špiláčkovi, Ph.D. za jeho trpělivost, pomoc a cenné rady, které mi poskytl při vypracování této závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD.....	9
1 Výměníky tepla.....	10
1.1 Rozdělení typů výměníků tepla.....	10
2 Trubkové výměníky tepla.....	13
2.1 Plášťové trubkové výměníky tepla s rovnými trubkami.....	13
2.2 Plášťové trubkové výměníky tepla s plovoucí hlavou.....	14
2.3 Výměník tepla s U-trubicí.....	15
2.4 Výměník tepla se šroubovitě vinutými trubkami.....	15
3 Přepážkové systémy.....	16
3.1 Segmentové přepážky.....	17
3.2 Koncentrické přepážky.....	17
3.3 Šroubovicové přepážky.....	18
4 Základní požadavky při návrhu.....	19
4.1 Požadavky na výměník.....	19
4.2 Požadavky na teplotněstabilní látky.....	19
5 Návrh a výpočet trubkového výměníku tepla s koncentrickými přepážkami.....	20
5.1 Základní parametry tepelného výměníku.....	20
5.2 Tepelná bilance výměníku.....	20
5.3 Vlastnosti ohřívajícího média.....	21
5.4 Vlastnosti ohřívajícího média.....	22
5.5 Trubkový prostor tepelného výměníku.....	23
5.6 Výpočet součinitele přestupu tepla v trubkovém prostoru.....	25
5.7 Výpočet tlakové ztráty v trubkovém prostoru.....	26
5.8 Mezi trubkový prostor tepelného výměníku.....	29
5.9 Koncentrické přepážky.....	30
5.10 Součinitel přestupu tepla v mezi trubkovém prostoru.....	31
5.11 Tlakové ztráty v mezi trubkovém prostoru.....	38
5.12 Skutečný výkon výměníku tepla.....	46
6 Computational fluid dynamics (CFD).....	48
6.1 Model.....	48
6.2 Tvorba sítě.....	48
6.3 Výpočet CFD modelu.....	50
7 Parametrická studie přepážek.....	52
7.1 První přístup parametrické studie.....	52
7.2 Druhý přístup parametrické studie.....	57
7.3 Vyhodnocení parametrické studie.....	60
ZÁVĚR.....	62
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	64
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	66
SEZNAM PŘÍLOH.....	70

ÚVOD

V posledních letech je napříč různými odvětvími průmyslu rostoucím trendem co nejefektivnější využití veškeré energie. Vezme-li se v úvahu energetický průmysl, dobrým příkladem může být znovu využití odpadního tepla vzniklého během spalovacích procesů v teplárnách, spalovnách či elektrárnách. Aby toto odváděné teplo neodešlo ze spalovacích soustav nevyužito a nebylo ztraceno, aplikují se různé metody k jeho snížení. Jednou z takovýchto metod je umístění výměníků tepla do soustav za účelem rekuperace.

Výměníky tepla existují v několika konstrukčních variacích, které se od sebe odlišují podle kritérií použití pro dané aplikace. Mezi takové požadavky, na které bude zaměřena pozornost, mohou například patřit rozměry výměníku, teploty a tlaky pracovních médií či technologický proces, pro který je výměník vybírán. V prvních kapitolách je uveden souhrn běžných typů. Bližší pozornost byla poté věnována trubkovým výměníkům tepla, které se řadí mezi nejpoužívanější typy.

V této diplomové práci budou řešeny tři hlavní cíle. Prvním je základní návrh a výpočet plášťového trubkového výměníku tepla s rovným svazkem trubek a systémem koncentrických přepážek. Jako pracovní médium, jak pro trubkový, tak i mezitrubkový prostor, byla zvolena voda v souproutém uspořádání.

Druhým cílem práce je vytvoření CFD (Computational fluid dynamics) modelu navrženého výměníku tepla. Toho lze docílit skrze vytvoření 3D modelu v programu Autodesk Inventor a následném nahrání do programu pro CFD modelování, v této práci bylo využito Comsol Multiphysics [16]. Výpočet CFD modelu umožní analýzu proudění a teplotního průběhu pro obě pracovní média ve výměníku.

Posledním úkolem je parametrická studie koncentrických přepážek ve výměníku tepla. Systém koncentrických přepážek, jenž je umístěn do mezitrubkového prostoru, se skládá ze dvou typů přepážek. Prvním jsou přepážky diskového tvaru a druhým jsou prstencové přepážky. Studie byla zaměřena na změnu geometrických parametrů přepážek, a jak tyto změny ovlivní tepelnou výměnu mezi pracovními médii. Sledovaným rozměrem pro diskové přepážky je jejich průměr, dále v práci značený D_1 , a pro prstencové přepážky se jedná o jejich vnitřní průměr, dále v práci značený jako D_2 . Cílem posledního úkolu je najít optimální konfiguraci koncentrických přepážek při dosažení co nejlepšího poměru tepelného výkonu výměníku k tlakovým ztrátám v mezitrubkovém prostoru.

1 Výměníky tepla

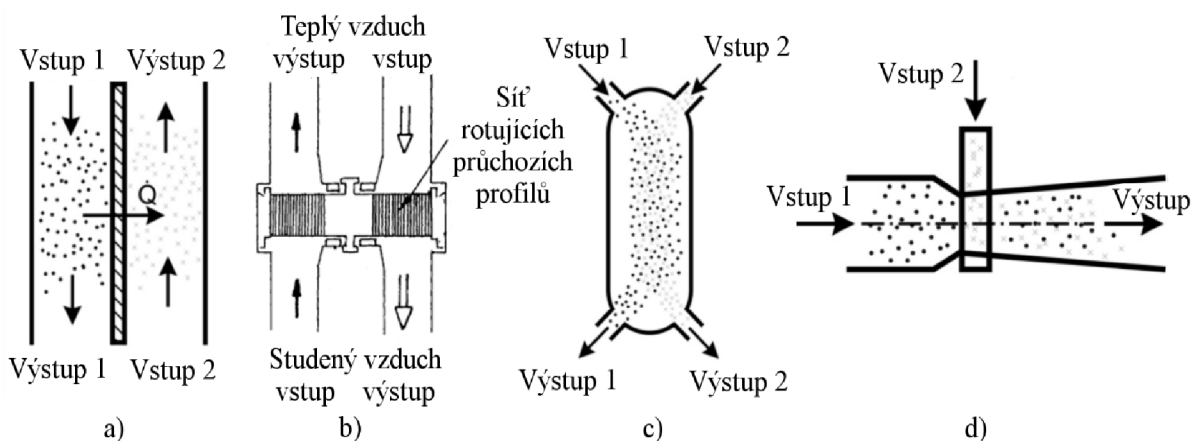
Výměníky tepla jsou zařízení, ve kterých dochází k přenosu tepelné energie získané ze spalovacích zařízení na vytápění, technologický ohřev nebo na výrobu elektrické energie. Teplonosná média si předávají teplo z teplého (ohřívacího) média do chladnějšího média (ohřívávaného). Toho může být podle potřeb technologických procesů využito k ohřevu nebo chlazení, přičemž přenos tepelné energie může probíhat průběžně či přerušovaně. U většiny výměníků se přenos tepla realizuje tak, aby nedocházelo k mísení pracovních médií. K zabránění kontaktu mezi pracovními médii je možno využít oddělovací nepropustnou stěnu. Tou dle daného typu výměníku může být deska, spirála či svazek trubek. [1]

1.1 Rozdělení typů výměníků tepla

Výměníky tepla lze, dle zdrojů [1] [2], rozdělit do několika následujících skupin z hlediska různých kritérií takto:

1.1.1 Podle pracovního pochodu

- Rekuperační – nepropustná stěna odděluje obě teplonosná média, ohřívací i ohřívávané, nedochází zde tedy k jejich vzájemnému kontaktu. Přenos tepla se odehrává prostupem tepla (vedením a prouděním současně).
- Regenerační – přenos tepla teplonosných médií je zajištěn třetí stranou (pevným tělesem), která akumuluje teplo dodané ohřívajícím médii a poté jej předá ohřívávanému médii.
- Kontaktní – teplonosná média proudí do společného prostoru, kde je k přenosu tepla využíváno vzájemného kontaktu ohřívacího média s ohřívávaným. Média jsou rozdílných fází a po předání tepla dochází k jejich opětovnému rozdělení. Teplosměnná plocha je přitom dána povrchem částic pevné fáze.
- Směšovací – přímým kontaktem mezi oběma médii se vytváří homogenní směs. V tomto typu výměníků nejsou teplosměnné plochy.



Obrázek 1.1: Typy výměníků tepla dle pracovního pochodu [1]

1.1.2 Podle účelu a využití

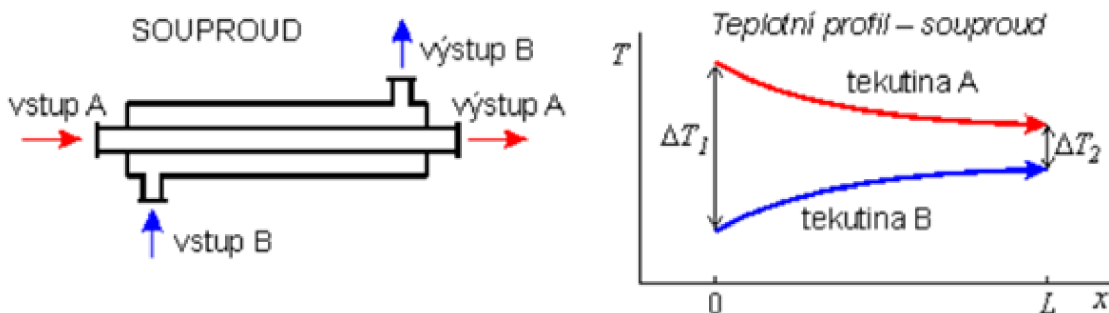
- Ohříváky – dochází k navýšení teploty ohřivaného média beze změny fáze.
- Chladiče – dochází ke snížení teploty ochlazovaného média beze změny fáze.
- Výparníky a odparky – fáze ohřivaného média se mění z kapalné na plynnou.
- Kondenzátory – fáze teplejšího, plynného média se mění na kapalnou – tvorba kondenzátu.
- Přehříváky a mezipřehříváky (přihříváky) – dochází v nich k navýšení teploty syté nebo přehřáté páry.
- Sušárny – vlhkost látky v pevné fázi je snížena přísunem tepla.
- Termické odplyňovávky – pohlčené plyny jsou vylučovány díky parnímu ohřevu vody k bodu varu.
- Topná tělesa ústředního vytápění – okolní vzduch je ohříván otopným médiem.

1.1.3 Podle způsobu přenosu tepla

- Proudění (Konvekce) – základním prvkem je pohyb prostředí. Přenos tepla se odehrává mezi pevnou látkou (např. stěnou trubek) a proudící tekutinou s rozdílnou teplotou.
- Záření (Radiace) – hlavní složkou je infračervené záření, které je emitováno z jednoho tělesa na těleso druhé, je-li v jeho dosahu.
- Kombinované – k přenosu tepla dochází kombinací konvekce a sálání.

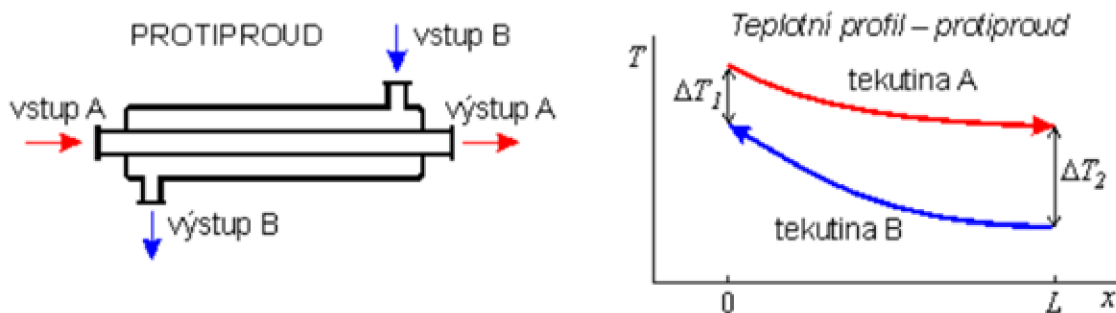
1.1.4 Podle smyslu proudění

- Souproudé – obě média mají stejný směr a stejnou orientaci proudění.



Obr. 1.2: Schéma souproudu [4]

- Protiproudé – proudy obou médií jsou rovnoběžné, ale s opačnou orientací.



Obrázek 1.3: Schéma protiproudu [4]

- c) Křížové – osy proudů spolu v průmětu svírají úhel 90° .
- d) Se šikmým vzájemným proudem – osy proudů spolu v průmětu svírají úhel větší nebo menší než 90° .
- e) Vícenásobně souproudé, protiproudé a křížové proudění.
- f) S kombinovaným prouděním.

1.1.5 Podle typu použitých médií

- a) Kapalinové – např. voda – voda.
- b) Plynné – např. pára – pára, pára – spaliny.
- c) Kombinované – např. voda – pára, olej – pára.

1.1.6 Podle konstrukčního řešení výhřevné plochy

- a) Bubnové (kotlové).
- b) Deskové.
- c) Trubkové.
- d) Svazkové.
- e) Šroubové.

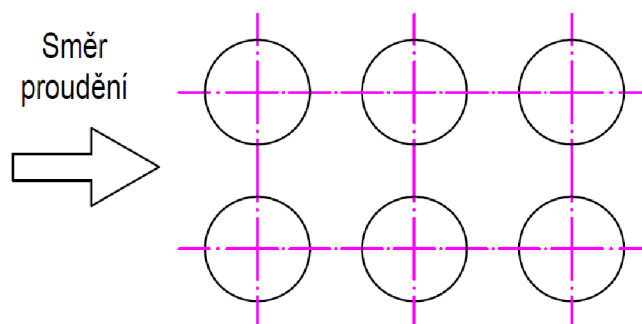
2 Trubkové výměníky tepla

Trubkové výměníky tepla patří k nejpoužívanějším typům výměníků tepla. To především díky své konstrukci, která jim umožňuje univerzální použití a je tedy možno je využít v širokém spektru průmyslových odvětví. Teplonosná média mohou být ve výměníku v plynném nebo kapalném skupenství. Případně jejich kombinací, protože může docházet k fázovým přeměnám média, jako se děje například u kondenzátorů. Trubkové výměníky se dělí na několik základních typů.

2.1 Plášťové trubkové výměníky tepla s rovnými trubkami

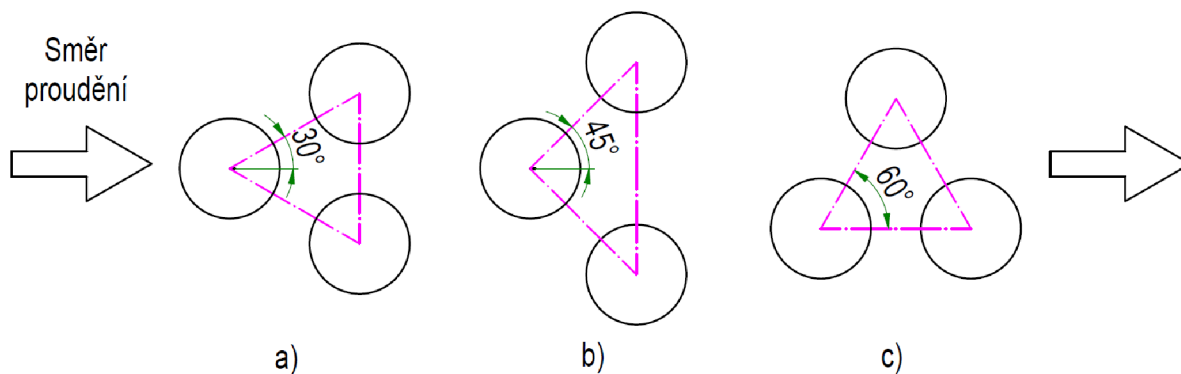
Plášťové trubkové výměníky tepla s rovnými trubkami jsou nejstarším typem rekuperačních výměníků. Jak jejich název napovídá, jednou z hlavních konstrukčních částí je vnější plášť, jenž je obdařen dvěma hrdly pro přívod a vývod média proudícího v mezitrubkovém prostoru. Uzavření mezitrubkového prostoru je pak docíleno přivařením trubkovic, do nichž jsou zaválcovány trubky, na konce pláště. Kvůli napevno připojeným trubkovicím se na plášti může také vyskytovat kompenzátor délkové dilatace. Přírubovými spoji na každé straně jsou připojeny hlavy – vstupní a výstupní, skrze které do/z trubek proudí médium. Trubky mohou být ve svazku uloženy dvěma způsoby. [1]

a) Trubky za sebou (v zákrytu).



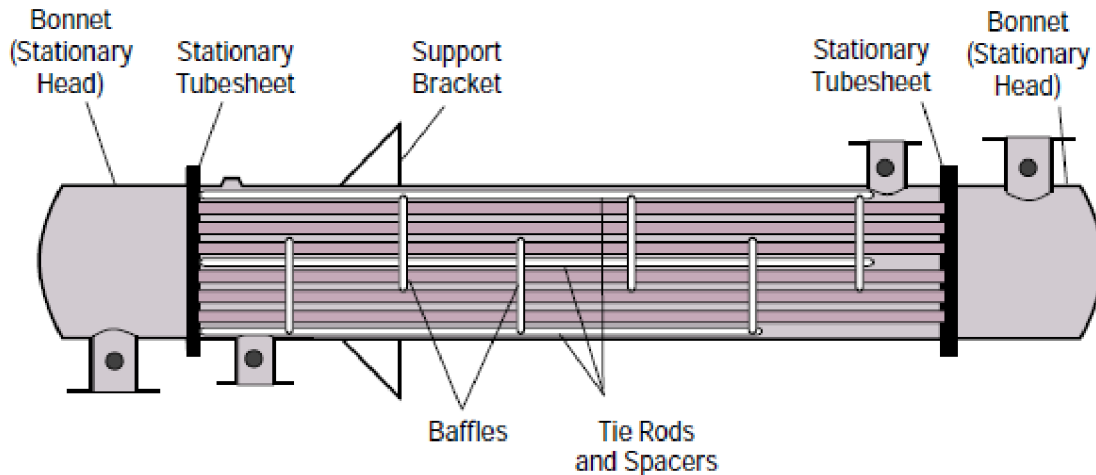
Obrázek 2.1: Uspořádání trubek za sebou [1]

b) Trubky přesázené (vystřídané), kde poté záleží na zvoleném úhlu uspořádání.



Obrázek 2.2: Uspořádání trubek přesázené s úhly a) 30° b) 45° c) 60° [1]

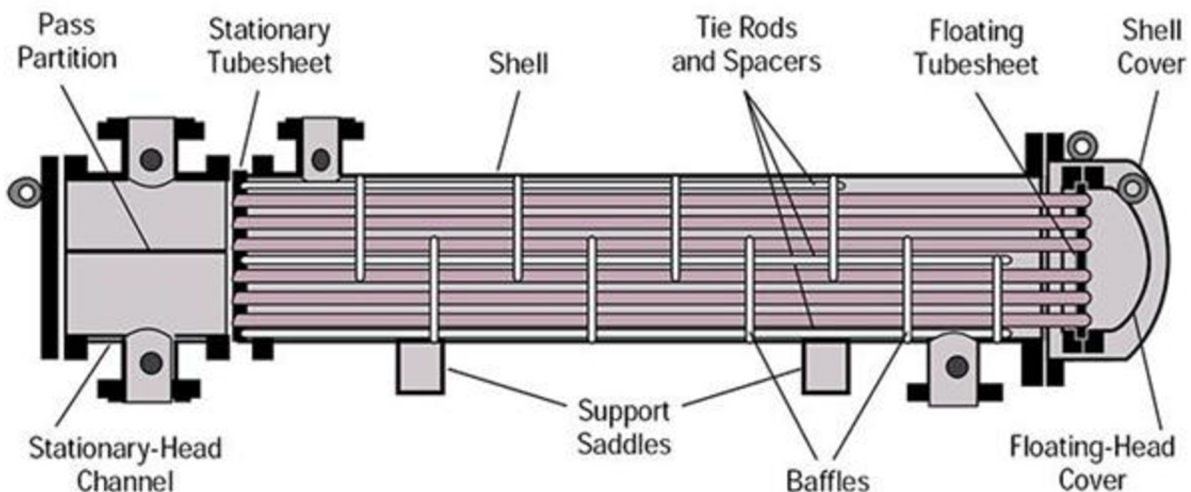
Přenos tepla je realizován v mezitrubkovém prostoru. Pro jeho zefektivnění mohou být trubky ve svazku opatřeny žebrováním, čímž se zvětší teplosměnná plocha. Další možností je přidání systému přepážek, které usměrňují a prodlužují trajektorii proudícího média. Zároveň také slouží jako výztuha svazku trubek proti jeho zhroucení. Kvůli problémům s délkovou dilatací trubek uchycených v pevných trubkovnicích je využití tohoto typu omezené na nižší teploty a nižší tlaky obou médií. [1]



Obrázek 2.3: Plášťové trubkové výměníky tepla s rovnými trubkami [5]

2.2 Plášťové trubkové výměníky tepla s plovoucí hlavou

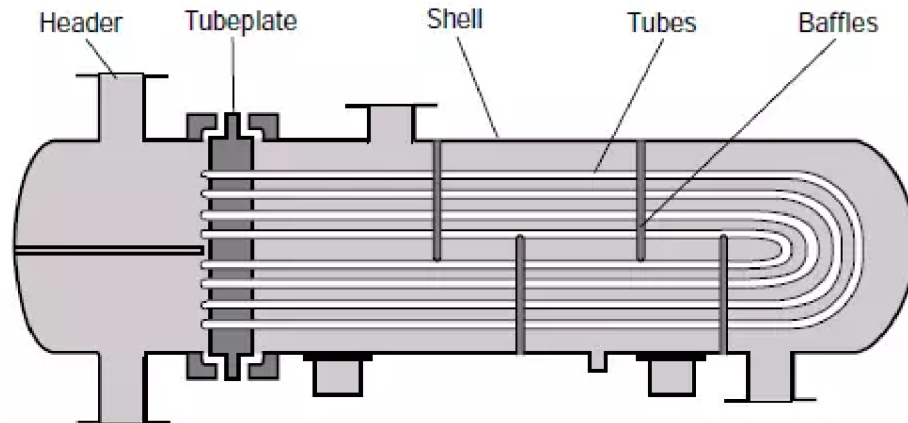
Plášťové trubkové výměníky tepla s plovoucí hlavou jsou podobné konstrukce jako předchozí typ. Avšak díky plovoucí hlavě, a tím jen na jednom konci pevně uchopeným trubkám, lze tyto výměníky tepla použít pro vyšší teploty. Velkou výhodou v praxi je odnímatelnost plovoucí hlavy a možnost čištění vnitřního povrchu svazku trubek.



Obrázek 2.4: Plášťové trubkové výměníky tepla s plovoucí hlavou [5]

2.3 Výměník tepla s U-trubicí

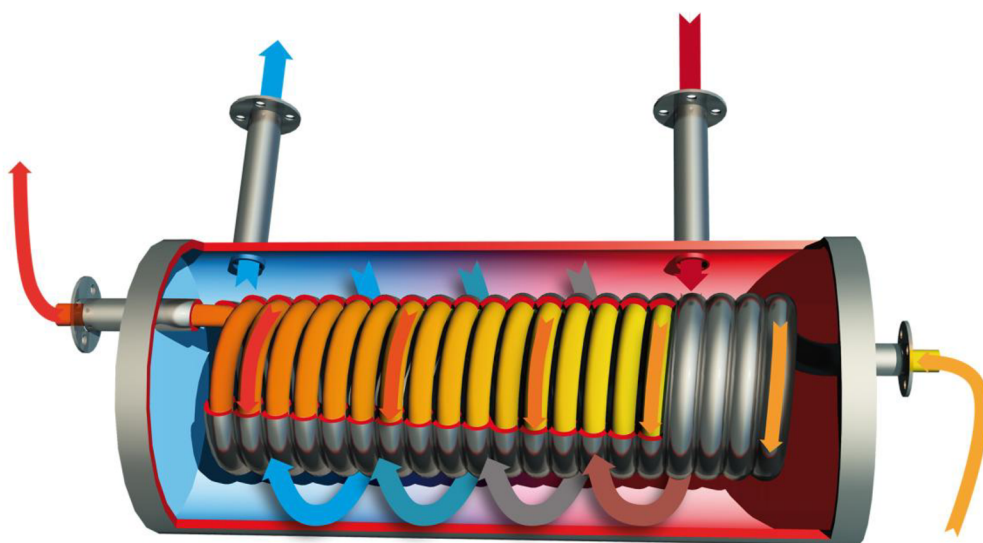
Další konstrukční variantou jsou vlásenkové výměníky s U-trubicí. Svazek trubek je tvořen trubkami ohnutými do tvaru písmene „U“, které jsou pevně uchyceny v trubkovnici jen na jedné straně výměníku. Díky tomuto konstrukčnímu řešení odpadají problémy s teplotní dilatací trubek. Velkou nevýhodou těchto výměníků je nemožnost čištění vnitřního povrchu trubek či případné výměny poškozené trubky. [1]



Obrázek 2.5: Výměník s U-trubicí [5]

2.4 Výměník tepla se šroubovitě vinutými trubkami

Výměníky se šroubovitě vinutými trubkami jsou dalším hojně využívaným typem rekuperačního výměníku. Základem je válcový plášť, který ukrývá jednu či více trubek navinutých do spirály. To má však velkou nevýhodu při poškození trubky, protože je nutnost vyměnit celou spirálu. Výhodou je jednoduchá výroba a využití čistého protiproudu při zachování příčného obtékání trubek médiem na vnější straně. [1]



Obrázek 2.6: Výměník se šroubovitě vinutou trubkou [6]

3 Přepážkové systémy

Jednou z možností jak zlepšit efektivitu a výkon trubkového tepelného výměníku je přidání systému přepážek do mezitrubkového prostoru. Přepážky přitom plní vícero funkcí. Primární funkcí je změna a prodloužení trasy proudění pracovního média. Díky tomu pak dochází, jak k podélnému, tak i příčnému omývání svazku trubek, čímž se zintenzivní přenos tepla. Mimo to představují přepážky také podporu pro svazek trubek. Tím se zamezí možnému průhybu trubek při delších rozměrech svazku a také napomáhají k udržení konstantní rozteče mezi trubkami ve svazku pro rovnoměrné proudění média a výměnu tepla. S instalací přepážek se ovšem musí počítat se zvýšenou tlakovou ztrátou, díky změnám směru, rychlosti proudění a možnému výskytu mrtvých zón.

Další problematikou, se kterou je nutno počítat při instalaci přepážek do mezitrubkového prostoru, je snížení účinnosti v důsledku zkratových proudů. Ty jsou znázorněny na obrázku 3.3 a dělí se následovně [1] [2].

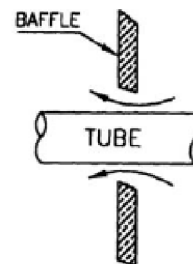
A – jedná se o zkratový proud mezi trubkou a přepážkou (obrázek 3.1), který závisí na dvou faktorech. Prvním je velikost mezer mezi trubkou a dírou pro trubky v přepážce. Druhým je poměr tlakových ztrát před a za přepážkou,

B – zkratový proud příčným obtékáním svazku trubek,

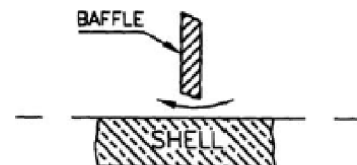
C – obtokový proud mezi pláštěm a svazkem trubek. Jeho navrácení do svazku a zmenšení tak jeho vlivu lze dopomoci minimalizací volného prostoru mezi pláštěm a svazkem trubek,

E – zkratový proud mezi přepážkou a pláštěm výměníku, Obr 3.2. Závisí na přesnosti výroby a montáže. Lze jej redukovat využitím ucpávek,

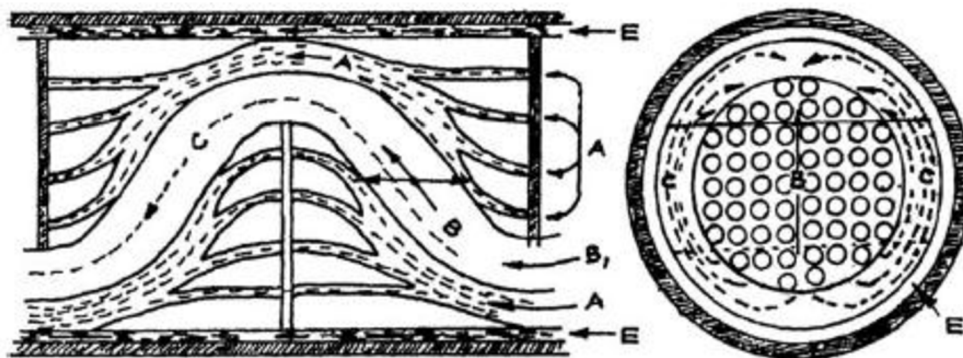
F – zkratový proud skrze volná místa po vynechaných trubkách ve svazku. Jelikož je vynechání trubek ve svazku úmyslné, nejedná se o nežádáný proud. Avšak je nutno jej brát v úvahu, protože se neúčastní výměny tepla.



Obrázek 3.1: Zkratový proud mezi trubkou a přepážkou [2]



Obrázek 3.2: Zkratový proud mezi přepážkou a pláštěm výměníku [2]



Obrázek 3.3: Zkratové proudy ve výměníku [2]

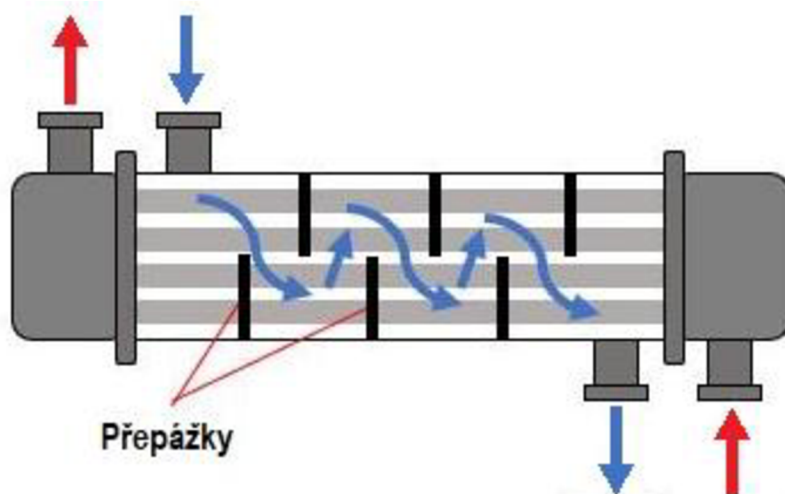
Přepážkové systémy mohou mít různé tvary, které dosahují rozdílných výsledků. Výběr typu záleží na požadavcích dané aplikace a lze je rozdělit na následující typy [2]:

- a) segmentové,
- b) koncentrické,
- c) šroubovicové.

3.1 Segmentové přepážky

Nejčastěji využívaným typem jsou segmentové přepážky, zobrazené na obrázku 3.4. S instalací tohoto typu přepážek se zajistí podélné i příčně proudění média, avšak za cenu zvýšení tlakových ztrát. Při srovnání s ostatními zmíněnými systémy přepážek dosahují segmentové systémy největších tlakových ztrát. Hlavní část tlakových ztrát je zapříčiněna otáčením proudu média o 180° . Dále se také objevují mrtvá místa nebo místa s recirkulací, která mají za důsledek zvýšené zanášení a tím horší součinitel přestupu tepla. [11]

Charakteristickými parametry jsou výška přepážky a rozstup mezi jednotlivými segmenty. Výška přepážek charakterizuje nově vzniklý průtočný průřez, mezi přepážkou a pláštěm, přes který teplonosné médium proudí. Tyto parametry jsou voleny tak, aby bylo dosaženo stejné rychlosti proudění teplosměnné látky ve všech průřezích s nejvyšším součinitelem přestupu tepla s co nejmenší tlakovou ztrátou.



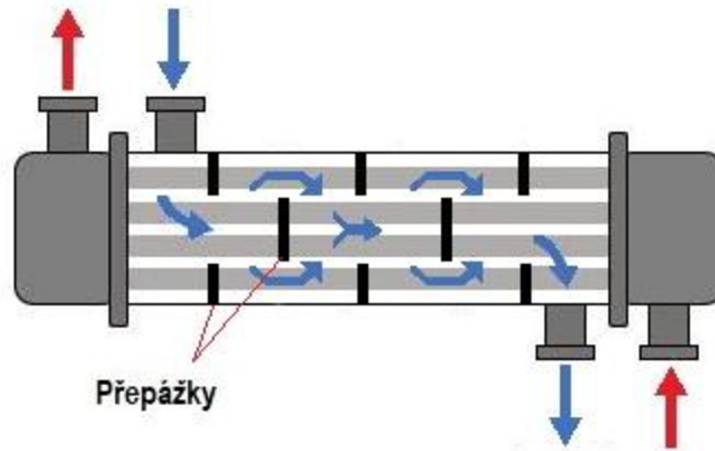
Obrázek 3.4: Segmentové přepážky v trubkovém výměníku tepla [7]

3.2 Koncentrické přepážky

Hlavním cílem této práce je zkoumání vlivu změn geometrii koncentrických přepážek na výkon a tlakové ztráty tepelného výměníku. Tento systém obsahuje dva typy přepážek. Prvním typem jsou prstence, které usměrňují proudění média do průtočného průřezu uvnitř prstence a jsou definovány vnitřním průměrem prstence. Vnější průměr prstence by se měl svým rozměrem blížit k hodnotě vnitřního průměru pláště. Nepatrně menší vnější průměr prstence umožňuje snazší instalaci přepážky. Na druhou stranu by mezera mezi prstencem a pláštěm neměla být zbytečně velká, aby nedocházelo k nežádoucímu protékání pracovního média touto mezerou.

Druhým typem jsou diskové přepážky. Disky jsou definovány svým průměrem. Jejich funkcí je usměrnit proudění média skrze průtočný průřez mezi diskem a pláštěm výměníku.

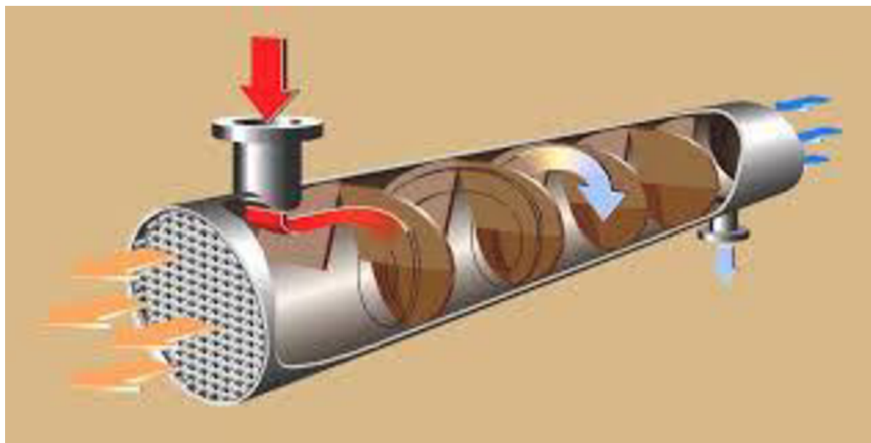
Obecně mají koncentrické přepážky oproti segmentovým přepážkám menší tlakové ztráty, avšak za cenu dosažení menší intenzity přenosu tepla.



Obrázek 3.5: Koncentrické přepážky v trubkovém výměníku tepla [7]

3.3 Šroubovicové přepážky

Mezi charakteristické parametry při návrhu šroubovicových přepážek patří úhel sklonu, rozteč mezi přepážkami se stejným sklonem. Výměníky tepla s tímto přepážkovým systémem dosahují oproti běžným výměníkům se segmentovými přepážkami mnohem lepšího součinitele přestupu tepla a nižších tlakových ztrát. Nejlepšího součinitele přestupu tepla se dle [11] dosáhne s úhlem sklonu 15° , avšak nejlepšího poměru součinitele tepla ke tlakovým ztrátám je docíleno při sklonu přepážek pod úhlem 25° .



Obrázek 3.6: Šroubovicové přepážky v trubkovém výměníku tepla [12]

4 Základní požadavky při návrhu

Jako u každého jiného technického zařízení, tak i při návrhu výměníku tepla je cílem dosáhnout co nejlepšího výkonu s co nejmenší výrobní cenou. U výměníků to znamená docílit co nejintenzivnějšího přestupu tepla volbou vhodného materiálu, pracovních médií či konstrukčního řešení. Optimálním výstupem je pak kombinace těchto tří kritérií při dosažení přijatelných tlakových ztrát.

4.1 Požadavky na výměník

Při návrhu výměníku tepla se musí postupovat podle základních, někdy ovšem protichůdných, požadavků. Ty jsou, dle [1]:

- a) co nejmenší rozměry, hmotnost a výrobní náklady výměníku,
- b) co nejmenší tlakové ztráty a s tím související čerpací práce,
- c) co nejvyšší spolehlivost v provozu.

Jelikož jsou si první dva požadavky navzájem protichůdné, je třeba mezi nimi najít optimální řešení, kterým bývá jejich kompromis. Většinou se navrhne vícero řešení a z nich se poté vybere nejvíce vyhovující dané aplikaci.

Třetím požadavkem je spolehlivost výměníku, která je dána snadnou údržbou, minimální poruchovostí a případnou dobrou opravitelností. To vše lze ovlivnit správným konstrukčním řešením. [1]

4.2 Požadavky na teplotně nosné látky

Výrazný vliv na činnost výměníku mají pracovní média. U těch ovšem není často možnost volby a jsou předem určeny podle dané aplikace. Umožňuje-li však daný systém volbu teplotně nosných látek, měly by být brány v potaz následující požadavky [1]:

- a) velká měrná tepelná kapacita,
- b) vysoký součinitel tepelné vodivosti a přestupu tepla,
- c) vhodný vztah mezi teplotou varu a tlakem,
- d) nízká viskozita a s ní související nízké tlakové ztráty při proudění,
- e) nízká agresivita vedoucí ke korozi zařízení,
- f) zdravotní nezávadnost,
- g) dostatečný výskyt,
- h) relativně nízká cena.

V běžných případech těmto požadavkům nejlépe vyhovuje voda a vodní pára. nevýhody jejich použití tkví v možnosti koroze materiálu či usazování solí obsažených ve vodě na výhřevných plochách. Další opatření, které je nutno zavést je dodržování dostatečného tlaku, aby se zabránilo varu vody a tvorbě páry při pracovní teplotě.

5 Návrh a výpočet trubkového výměníku tepla s koncentrickými přepážkami

Prvním cílem této práce je základní návrh a výpočet trubkového výměníku tepla s koncentrickými přepážkami. Jako teplonosné médium byla zvolena voda, jak pro trubkový prostor, tak i pro mezitrubkový prostor výměníku. Přičemž ohřívané médium bude proudit v trubkovém prostoru. Uspořádání bylo zvoleno souproude.

Pokud není uvedeno jinak, následující výpočty jsou prováděny dle zdrojů [1] [2] [8] [9].

5.1 Základní parametry tepelného výměníku

Vzhledem k absenci vstupních parametrů v zadání práce, bylo při jejich volbě, po konzultaci s vedoucím práce, zohledněno následné CFD modelování v programu COMSOL Multiphysics. Vstupní parametry byly pak zvoleny takto:

Návrhový výkon:	$\dot{Q}_b = 120 \text{ kW}$
Vstupní teplota teplé vody:	$t_{hin} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$
Vstupní tlak teplé vody:	$p_{hin} = 0,2 \text{ MPa}$
Hmotnostní tok teplé vody:	$\dot{M}_h = 2,3 \text{ kg/s}$
Vstupní teplota chladné vody:	$t_{cin} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
Vstupní tlak chladné vody:	$p_{cin} = 0,1 \text{ MPa}$
Hmotnostní tok chladné vody:	$\dot{M}_c = 5,6 \text{ kg/s}$

5.2 Tepelná bilance výměníku

Základním kamenem tepelného výpočtu výměníku jsou dvě rovnice, a to rovnice tepelné bilance (5.1) a rovnice prostupu tepla (5.2).

Rovnici tepelné bilance lze zapsat ve tvaru.

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_c \cdot c_{pc} \cdot (t_{cout} - t_{cin}) = \dot{M}_h \cdot c_{ph} \cdot (t_{hin} - t_{hout}) \quad (5.1)$$

Rovnice prostupu tepla.

$$\dot{Q}_k = k \cdot \Delta t \cdot S \quad (5.2)$$

Pomocí vztahu pro entalpii,

$$i = c_p \cdot t \quad (5.3)$$

Lze dosazením rovnice (5.3) do rovnice (5.1) upravit bilanční rovnici do tohoto tvaru.

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_c \cdot (i_{cout} - i_{cin}) = \dot{M}_h \cdot (i_{hin} - i_{hout}) \quad (5.4)$$

5.3 Vlastnosti ohřivaného média

Vlastnosti ohřivaného média (chladné vody) v TP jsou vztahovány ke středním hodnotám teploty t_{cst} (5.5) a tlaku p_{cst} (5.6).

$$t_{cst} = \frac{t_{cin} + t_{cout}}{2} \quad (5.5)$$

$$p_{cst} = \frac{p_{cin} + p_{cout}}{2} \quad (5.6)$$

Pro určení potřebné teploty chladné vody na výstupu t_{cout} bylo z rovnice tepelné bilance (5.4) vyjádřeno i_{cout} .

$$i_{cout} = i_{cin} + \frac{\dot{Q}_b}{\dot{M}_c} \quad (5.7)$$

Z rovnice (5.7) je ze zadání známo \dot{Q}_b a M_c . Chybějící entalpie chladné vody na vstupu byla získána pomocí programu SteamTab. Vstupním hodnotám teploty $t_{cin} = 40^\circ\text{C}$ a tlaku $p_{cin} = 0,1\text{ MPa}$, odpovídá hodnota entalpie $i_{cin} = 167,62\text{ kJ/kg}$. Následným dosazením do rovnice (5.4) byla vypočtena hodnota entalpie na výstupu:

$$i_{cout} = 167,62 + \frac{120}{5,6} = 189,108\text{ kJ/kg}$$

Při znalosti entalpie ohřivaného média na výstupu $i_{cout} = 189,108\text{ kJ/kg}$ zbývá určit p_{cout} . K jeho výpočtu byly odhadnuty tlakové ztráty na $\Delta p_{zTP} = 350\text{ Pa}$.

$$p_{cout} = p_{cin} - \Delta p_{zTP} \quad (5.8)$$

$$p_{cout} = 100000 - 350 = 99650\text{ Pa}$$

Těmto hodnotám entalpie a tlaku na výstupu odpovídá dle SteamTabu teplota chladné vody na výstupu: $t_{cout} = 45,152^\circ\text{C}$.

Dosazením výše získaných hodnot do rovnice (5.5), resp. (5.6) byla určena střední hodnota teploty chladné vody, resp. tlaku.

$$t_{cst} = \frac{40 + 45,152}{2} = 42,576^\circ\text{C}$$

$$p_{cst} = \frac{100000 + 99650}{2} = 99825\text{ Pa}$$

Vlastnosti chladné vody pro střední hodnoty teploty a tlaku jsou zapsány v tabulce 5.1.

Tabulka 5.1: Přehled vlastností chladné vody pro střední hodnoty teploty a tlaku

$t_{cst} = 42,576 \text{ } ^\circ\text{C}$	Hustota	Dynamická viskozita	Kinematická viskozita	Entalpie	Měrná tepelná kapacita	Tepelná vodivost
$p_{cst} = 99825 \text{ Pa}$	$\rho_c \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\eta_c \text{ [Pa} \cdot \text{s]}$	$\nu_c \text{ [m}^2\text{/s]} \cdot 10^6$	$i_c \text{ [kJ/kg]}$	$c_{pc} \text{ [J/kg} \cdot \text{K]}$	$\lambda_c \text{ [W/m} \cdot \text{K]}$
	991,215	0,000622602	0,628120	175,386	4178,596	0,634186

5.4 Vlastnosti ohřivacího média

Obdobný postup lze využít i při určování vlastností ohřivacího média (teplé vody). Zde je také zapotřebí zjistit střední hodnoty teploty t_{hst} (5.9) a tlaku p_{hst} (5.10).

$$t_{hst} = \frac{t_{hin} + t_{hout}}{2} \quad (5.9)$$

$$p_{hst} = \frac{p_{hin} + p_{hout}}{2} \quad (5.10)$$

Při matematické úpravě rovnice (5.4) si lze ze vztahu vyjádřit rovnici (5.11) pro výpočet entalpie teplé vody na výstupu. Pomocí hodnot teploty $t_{hin} = 110 \text{ } ^\circ\text{C}$ a tlaku $p_{hin} = 0,2 \text{ MPa}$ na vstupu do výměníku byla určena entalpie teplé vody na vstupu a to na hodnotu $i_{hin} = 461,4 \text{ kJ/kg}$.

$$i_{hout} = i_{hin} - \frac{\dot{Q}_b}{\dot{M}_h} \quad (5.11)$$

$$i_{hout} = 461,4 - \frac{120}{2,3} = 409,226 \text{ kJ/kg}$$

Dosazením do rovnice (5.11) byla získána hodnota entalpie teplé vody na vstupu $i_{hout} = 409,226 \text{ kJ/kg}$. Pro určení velikosti tlaku teplé vody na výstupu p_{hout} pomocí rovnice (5.12) byla odhadnuta tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru na $\Delta p_{zMP} = 1000 \text{ Pa}$.

$$p_{hout} = p_{hin} - \Delta p_{zMP} \quad (5.12)$$

$$p_{hout} = 200000 - 1000 = 199000 \text{ Pa}$$

Pomocí SteamTabu byla následně určena odpovídající hodnota teploty na výstupu při daném tlaku a entalpii na $t_{hout} = 97,64 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Dosazením výše získaných hodnot do rovnice (5.9), resp. (5.10) byla určena střední hodnota teploty teplé vody, resp. tlaku.

$$t_{hst} = \frac{110 + 97,64}{2} = 103,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{hst} = \frac{200000 + 199000}{2} = 199500 \text{ Pa}$$

Vlastnosti teplé vody pro střední hodnoty teploty a tlaku jsou zapsány v tabulce 5.2.

Tabulka 5.2: Přehled vlastností teplé vody pro střední hodnoty teploty a tlaku

$t_{hst} = 103,82 \text{ }^\circ\text{C}$	Hustota	Dynamická viskozita	Kinematická viskozita	Entalpie	Měrná tepelná kapacita	Tepelná vodivost
$p_{hst} = 199500 \text{ Pa}$	$\rho_h [\text{kg}/\text{m}^3]$	$\eta_h [\text{Pa} \cdot \text{s}]$	$\nu_h [\text{m}^2/\text{s}] \cdot 10^6$	$i_h [\text{kJ}/\text{kg}]$	$c_{ph} [\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}]$	$\lambda_h [\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}]$
	995,618	0,000270847	0,283427	435,289	4221,430	0,0680273

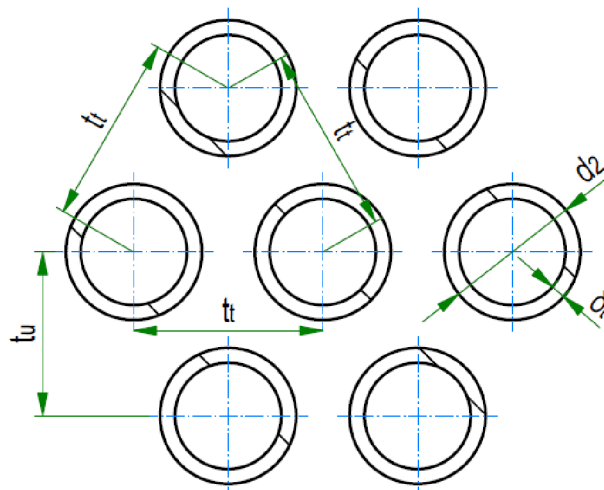
5.5 Trubkový prostor tepelného výměníku

Jako základní a nejdůležitější parametr, od kterého se odvíjel celý následující návrh výměníku, byla určena celková velikost výměníku. Délka trubek byla zvolena $l_t = 0,5 \text{ m}$ s vnějším průměrem trubek $d_2 = 18 \text{ mm}$ a tloušťkou stěny $\delta_t = 2 \text{ mm}$. Pro trubky byla jako materiál vybrána měď se součinitelem tepelné vodivosti $\lambda_{Cu} = 25 \text{ W}/\text{m} \cdot \text{K}$. Uspořádání trubek bylo zvoleno přeskládané do rovnostranného trojúhelníku s roztečí trubek t_t dle obrázku 5.1. Výpočet rozteče trubek byl proveden dle rovnice (5.13) ze zdroje [8].

$$t_t = (1,3 \text{ až } 1,5) \cdot d_2 \quad (5.13)$$

Pro tento výměník byla z intervalu zvolena hodnota 1,39 a následným dosazením do rovnice (5.13) byla vypočtena rozteč trubek.

$$t_t = 1,39 \cdot 18 = 25 \text{ mm}$$



Obrázek 5.1: Detail uspořádání trubek ve svazku

Doporučená rychlost proudění vody v trubkách by podle zdroje [1] měla být volena z intervalu $\langle 0,3 \text{ m/s} - 1 \text{ m/s} \rangle$, pro tuto práci byla vybrána hodnota návrhové rychlosti ohřívaného média $w_{cn} = 0,6 \text{ m/s}$. K vypočtení návrhového počtu trubek byla využita rovnice kontinuity (5.14).

$$n_{tn} = \frac{4 \cdot \dot{M}_c}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_{cn} \cdot \rho_c} \quad (5.14)$$

$$n_{tn} = \frac{4 \cdot 5,6}{\pi \cdot 0,014^2 \cdot 0,6 \cdot 991,682} = 61,14$$

Počet trubek byl podle výše vypočtené hodnoty zvolen na $n_t = 61$. Vztahem (5.15) se vypočítá skutečný průtočný průřez, pomocí kterého se dále získá skutečná rychlost proudění média v trubkách.

$$S_{pp} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_t}{4} \quad (5.15)$$

$$S_{pp} = \frac{\pi \cdot 0,014^2 \cdot 61}{4} = 9,39 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

K výpočtu skutečné rychlosti proudění média byla využita rovnice (5.16),

$$w_c = \frac{\dot{V}_c}{S_{pp}} \quad (5.16)$$

kde byla dosazena za objemový průtok \dot{V}_c rovnice (5.17)

$$\dot{V}_c = \frac{\dot{M}_c}{\rho_c} \quad (5.17)$$

Tímto byl získán vztah (5.18), ve kterém jsou známy všechny potřebné členy, a lze vypočítat skutečnou rychlost proudění.

$$w_c = \frac{\dot{M}_c}{S_{pp} \cdot \rho_c} \quad (5.18)$$

$$w_c = \frac{5,6}{9,39 \cdot 10^{-3} \cdot 991,215} = 0,601 \text{ m/s}$$

Skutečná rychlost proudění se jen nepatrně liší od rychlosti návrhové a tak bylo nadále počítáno s hodnotou $w_c = 0,6 \text{ m/s}$.

5.6 Výpočet součinitele přestupu tepla v trubkovém prostoru

U trubkových výměníků probíhá v trubkovém prostoru přestup tepla převážně nucenou konvekcí. Pro správné určení součinitele přestupu tepla je třeba počítat s vlastnostmi proudícího média vztaženými ke středním hodnotám teploty t_{cst} a tlaku p_{cst} chladné vody. Tyto vlastnosti jsou zapsány výše v tabulce 5.1. Výpočet součinitele přestupu tepla byl vyhotoven užitím rovnice (5.19).

$$\alpha_1 = Nu_c \cdot \frac{\lambda_c}{d_1} \quad (5.19)$$

Pro určení Nusseltova čísla Nu_c je nutno, jak vidno z rovnice (5.20), určení dalších bezrozměrných podobnostních kritérií a konstant C_c , m_c a n_c , které jsou závislé na velikosti Reynoldsova čísla Re_c .

$$Nu_c = C_c \cdot Re_c^{m_c} \cdot Pr_c^{n_c} \quad (5.20)$$

Výpočet Reynoldsova čísla dle rovnice (5.21),

$$Re_c = \frac{w_c \cdot l}{\nu_c} \quad (5.21)$$

kde se za l dosazuje charakteristický rozměr. V tomto případě je to pro výpočet proudění v trubkách jejich vnitřní průměr d_1 .

$$Re_c = \frac{0,6 \cdot 0,014}{0,634186 \cdot 10^{-6}} = 13373,25$$

Získaná hodnota Reynoldsova čísla určuje, že se jedná o turbulentní proudění a z [1] byly odečteny hodnoty konstant $C_c = 0,023$, $m_c = 0,8$ a $n_c = 0,4$ pro turbulentní průtok kanálem.

Výpočet Prandtlova čísla proběhl dle rovnice (5.22).

$$Pr_c = \frac{c_{pc} \cdot \eta_c}{\lambda_c} \quad (5.22)$$

$$Pr_c = \frac{4178,596 \cdot 0,000622602}{0,634186} = 4,102$$

Jsou-li známy bezrozměrné podobnostní kritéria a potřebné konstanty, lze dosadit do rovnice (5.20) a vypočítat Nusseltovo číslo:

$$Nu_c = 0,023 \cdot 13373,25^{0,8} \cdot 4,102^{0,4} = 80,896$$

Následným dosazením do rovnice (5.19) byl vypočten součinitel přestupu tepla proudění v trubkovém prostoru:

$$\alpha_1 = 80,293 \cdot \frac{0,63282}{0,014} = 3626,358 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

5.7 Výpočet tlakové ztráty v trubkovém prostoru

Jako tlakové ztráty se označuje průtočný odpor proudícího média. Jejich určení je nezbytnou součástí návrhu a výpočtu tepelných výměníků. Tlakové ztráty jsou tvořeny dvěma částmi. Tou první je tlaková ztráta vyvolaná třením Δp_{t1} a druhou složkou je tlaková ztráta místní (vyvolaná místními odpory) Δp_{m1} . Do těchto ztrát nejsou započteny ztráty ve vstupním a výstupním hrdle, ty bývají zpravidla započteny do ztrát v potrubí. Součtem dílčích ztrát (5.23) je zjištěna celková tlaková ztráta v trubkovém prostoru.

$$\Delta p_1 = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \quad (5.23)$$

5.7.1 Výpočet tlakových ztrát třením

Tlakové ztráty třením v trubkách kruhového průřezu jsou popsány rovnicí (5.24),

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_c \cdot w_c^2}{2} \cdot n_{CH} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad (5.24)$$

kde n_{CH} je počet chodů v tahu, u tohoto výměníku je počet chodů roven 1. λ_{11} je ztrátový součinitel, pro který, jestliže platí $Re_c > 2320$, je dán tvar rovnicí (5.25).

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_c} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (5.25)$$

Substituční faktor x_9 , resp. x_{10} je dán rovnicí (5.26), resp. (5.27),

$$x_9 = \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_c} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right] \right\}^{16} \quad (5.26)$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re_c} \right)^{16} \quad (5.27)$$

kde k_{r1} je relativní drsnost stěny trubky dána vztahem (5.28),

$$k_{r1} = \frac{k_a}{d_1} \quad (5.28)$$

ta je přímo úměrná k_a , což je střední absolutní drsnost stěny odvíjející se od materiálu trubek. Pro měď byla dle [10] přiřazena hodnota $k_a = 0,063 \text{ mm}$.

$$k_{r1} = \frac{0,0000063}{0,014} = 0,0045 \text{ m}$$

Vypočet substitučních faktorů x_9 a x_{10} :

$$x_9 = \left\{ 2,457 \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{13373,25} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,0045} \right] \right\}^{16} = 5,869 \cdot 10^{18}$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{13373,25} \right)^{16} = 14800145,36$$

Jsou-li známy substituční faktory, lze vypočítat dosazením do rovnice (5.25) ztrátový součinitel.

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{13373,25} \right)^{12} + \frac{1}{(5,869 \cdot 10^{18} + 14800145,36)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,0361$$

Pro výpočet tlakové ztráty třením už zbývají pouze určit součinitele z_1 a z_2 . Součinitel z_1 se určí dle rovnice (5.29).

$$z_1 = \frac{l_t}{d_1} \quad (5.29)$$

Korekční faktor z_2 je součinitel zohledňující změnu dynamické viskozity v mezní vrstvě s ohledem na směr tepelného toku.[3] Pro proudící média ve formě kapalin je dán vztahem (5.30).

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{cs}}{\eta_c} \right)^{a_z} \quad (5.30)$$

Platí-li podmínka, že $Re_c > 2320$ a zároveň je směr tepelného toku do trubkového prostoru, pak je exponent $a_z = 0,14$. Dynamická viskozita η_c je vztažena ke střední teplotě proudícího média a k získání dynamické viskozity η_{cs} je třeba určit teplotu vody na stěně trubky. Ta se spočítá dle rovnice (5.31),

$$t_{cs} = t_{cst} - \frac{\dot{Q}_b}{S_{in} \cdot \alpha_1} \quad (5.31)$$

kde S_{in} je výhřevná plocha na vnitřní straně trubek a k jejímu vypočtení slouží rovnice (5.32).

$$S_{in} = \pi \cdot d_1 \cdot l_t \cdot n_t \quad (5.32)$$

$$S_{in} = \pi \cdot 0,014 \cdot 0,5 \cdot 61 = 1,34146 \text{ m}^2$$

Dosazením do rovnice (5.31),

$$t_{cs} = 42,576 - \frac{120000}{1,34146 \cdot 3664,507} = 42,552 \text{ } ^\circ\text{C}$$

byla získána hodnota $t_{cs} = 42,552 \text{ } ^\circ\text{C}$, které byla poté přiřazena hodnota dynamické viskozity $\eta_{cs} = 0,000623 \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

Nyní je možno dosazením do rovnic (5.29) a (5.30) vypočítat součinitel z_1 a korekční faktor z_2 .

$$z_1 = \frac{0,5}{0,014} = 35,7143$$

$$z_2 = \left(\frac{0,000623}{0,000622} \right)^{0,14} = 1,0$$

Tlaková ztráta třením je tedy po dosazení všech výše vypočtených hodnot rovna:

$$\Delta p_{t1} = 0,036168 \cdot \frac{991,682 \cdot 0,6^2}{2} \cdot 1 \cdot 35,7143 \cdot 1,0 = 239,275 \text{ Pa}$$

5.7.2 Výpočet místní tlakové ztráty

Tlakové ztráty místní jsou tlakové ztráty, ke kterým dochází při vstupu a výstupu proudícího média do a z trubek trubkového svazku. Je-li výměník dvou- či více-chodý, jsou zde započteny i tlakové ztráty způsobeny ohybem proudu pracovní látky v komorách. Jejich výpočet je dán rovnicí (5.33),

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{CH} + \xi_{12} \cdot (n_{CH} - 1)] \cdot \frac{\rho_c \cdot w_c^2}{2} \quad (5.33)$$

kde: $\xi_{11} = 0,7$ je ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek trubkového svazku,
 $\xi_{12} = 0,4$ je ztrátový součinitel místního odporu pro ohyb proudu v komoře.

V této práci je řešen tepelný výměník jednochodý, tzn. člen se součinitelem ξ_{12} nebude uvažován.

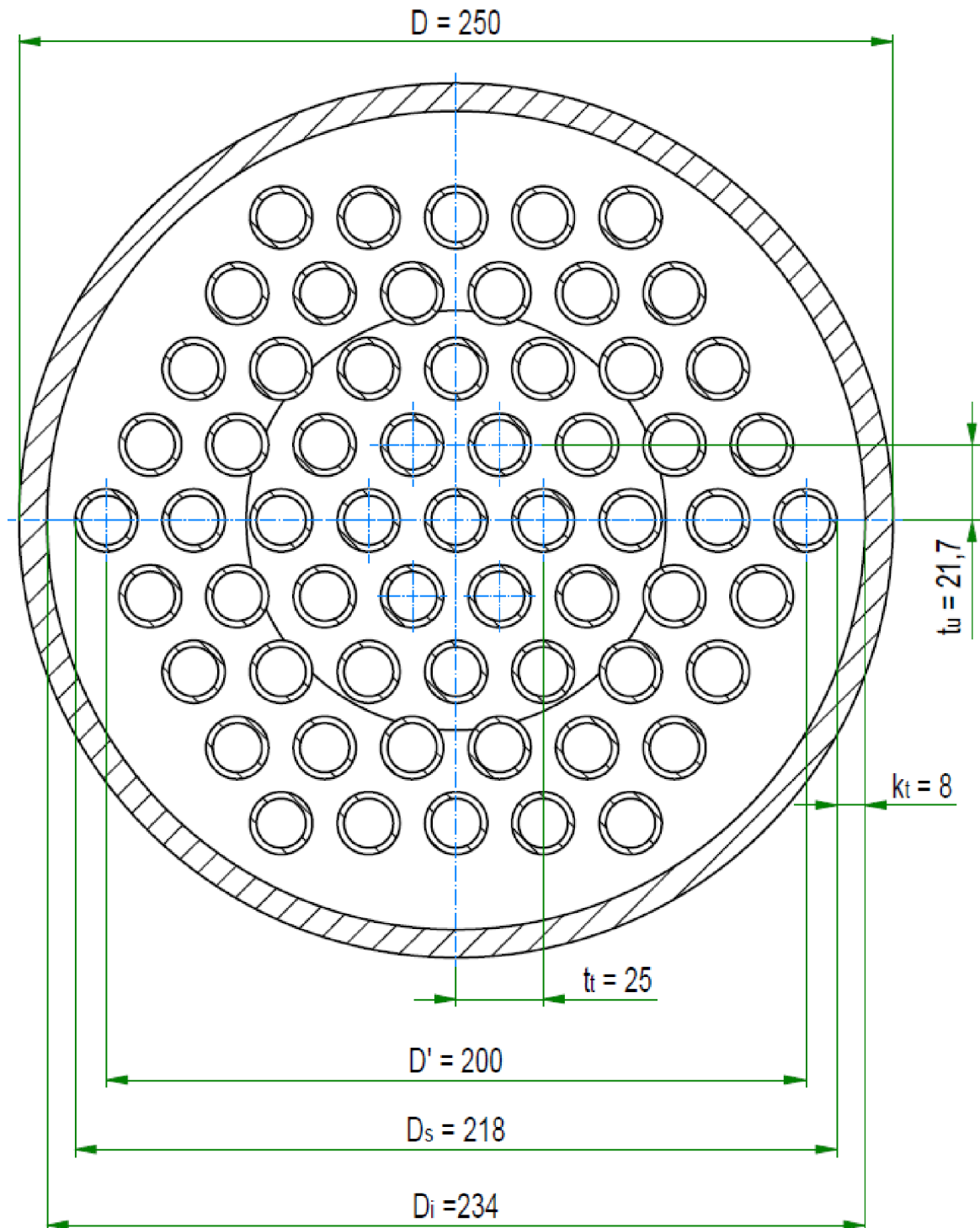
$$\Delta p_{m1} = [0,7 \cdot 1] \cdot \frac{991,215 \cdot 0,6^2}{2} = 124,893 \text{ Pa}$$

Po dosazení dílčích tlakových ztrát do rovnice (5.23) vyjde hodnota celkové tlakové ztráty v trubkovém prostoru:

$$\Delta p_1 = 239,275 + 124,893 = 364,168 \text{ Pa}$$

5.8 Mezitrubkový prostor tepelného výměníku

Pro další fázi výpočtu, v níž se bude řešit proudění ohřivacího média, je třeba navrhnout a určit rozměry mezitrubkového prostoru. V předchozí podkapitole byl řešen trubkový prostor výměníku znázorněný na obrázku 5.2:



Obrázek 5.2: Rozměry mezitrubkového prostoru

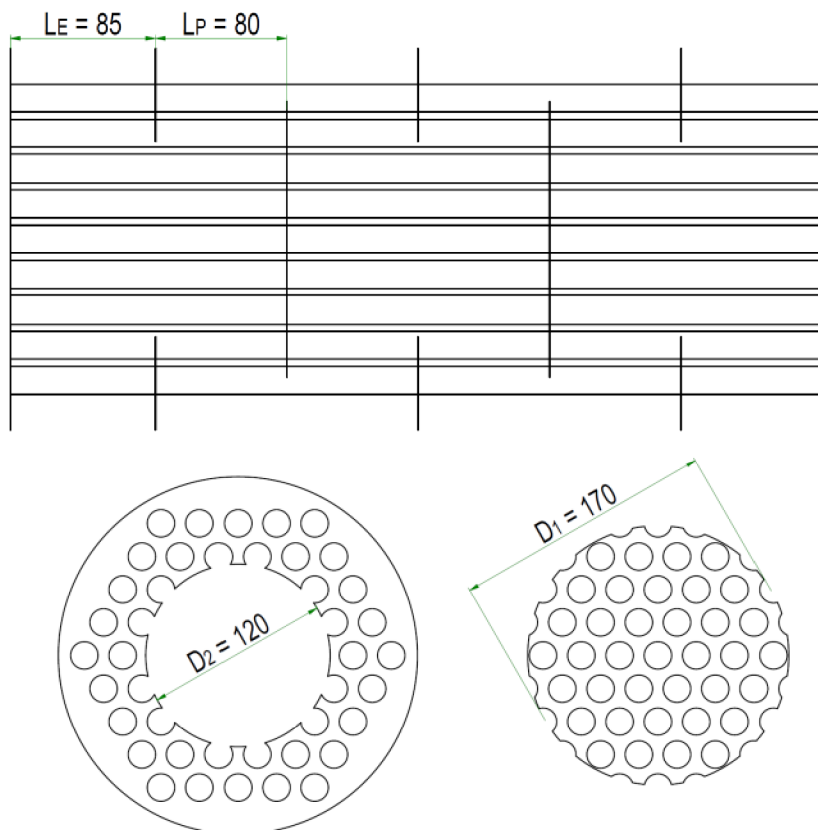
Jsou-li známy rozměry trubkového svazku, pomocí rovnice (5.34) z [1] lze dopočítat vnitřní průměr pláště výměníku D_i . Přičemž k_t je vůle mezi krajními trubkami a pláštěm. Po uvážení podmínky, že $k_t > 6 \text{ mm}$ (z konstrukčních důvodů), byla zvolena hodnota $k_t = 8 \text{ mm}$. Tloušťka stěny pláště byla zvolena na $\delta_s = 8 \text{ mm}$. D' značí průměr kružnice procházející osami krajních trubek svazku. Z modelu byl tento průměr, při znalosti rozteče trubek a jejich vnějšího poloměru, změřen na hodnotu $D' = 200 \text{ mm}$.

$$D_i = D' + d_2 + 2 \cdot k_t \quad (5.34)$$

$$D_i = 0,2 + 0,018 + 2 \cdot 0,008 = 0,234 \text{ m}$$

5.9 Koncentrické přepážky

Výměník tepla je dle zadání vybaven systémem koncentrických přepážek, který se skládá ze dvou typů přepážek. Prvním typem je prstenec definován vnitřním průměrem D_2 a druhým typem je disk, který je definován svým průměrem D_1 . Důvodem přidání přepážek do mezitrubkového prostoru je prodloužení dráhy, po které proudí médium, a tím zintenzivnění prostupu tepla ve výměníku. Další výhodou umístění přepážek je stabilizace a zpevnění trubkového svazku. Pro tuto práci byl zvolen počet přepážek $n_p = 5$. Jejich umístění ve výměníku je dáno rozměry $L_E = 85 \text{ mm}$, což značí vzdálenost krajních přepážek od trubkovnice, a $L_P = 80 \text{ mm}$, což je rozstup jednotlivých segmentů. Tloušťka stěn přepážek byla zvolena na $\delta_p = 2 \text{ mm}$.



Obrázek 5.3: Detail řezu výměníkem a koncentrických přepážek

Průměr diskové přepážky byl určen dle rovnice (5.35),

$$D_1 = 1,05 \cdot t_t \cdot \sqrt{\frac{N_D}{\mu}} \quad (5.35)$$

kde N_D je počet trubek procházejících diskem, který byl z obrázku 5.3 určen na 37 trubek. Koeficient zaplnění trubkovice trubkami μ závisí na počtu tahů svazku trubek. V této práci je uvažován jednotahový svazek a z příslušného intervalu $\langle 0,8-1 \rangle$ byla vybrána hodnota $\mu = 0,9$.

$$D_1 = 1,05 \cdot 0,025 \cdot \sqrt{\frac{37}{0,9}} = 0,170 \text{ m}$$

Vnitřního průměru prstence D_2 byl zvolen $D_2 = 0,12 \text{ m}$.

5.10 Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Pro výpočet součinitele přestupu tepla α_2 v mezitrubkovém prostoru je nutno znát dílčí součinitele přestupu tepla, jak je možno vidět v rovnici (5.36),

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_q \cdot A_q + \alpha_{sp} \cdot A_{sp} + \alpha_{sd} \cdot A_{sd}}{A} \quad (5.36)$$

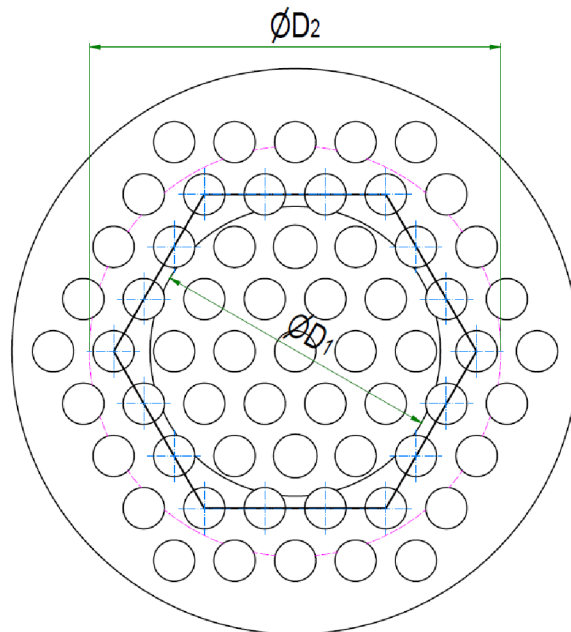
kde α_q značí součinitel přestupu tepla pro proudění kolmo ke svazku trubek, α_{sp} je součinitel přestupu tepla podélného proudění plochou průtočného průřezu prstence a α_{sd} je součinitel přestupu tepla podélného proudění plochou průtočného průřezu mezi diskem a pláštěm výměníku. A_q , A_{sp} , A_{sd} a A jsou odpovídající teplosměnné plochy, které ovšem mohou být nahrazeny počtem trubek, které v daných případech figurují.

5.10.1 Součinitel přestupu tepla pro proudění kolmo ke svazku trubek

K výpočtu součinitele přestupu tepla pro proudění kolmo ke svazku trubek byla využita rovnice (5.37).

$$\alpha_q = \frac{\alpha_{q1} \cdot N_{q1} + \alpha_{q2} \cdot N_{q2} + \dots + \alpha_{qz} \cdot A_{qz}}{N_q} = \frac{\sum \alpha_{qn} \cdot N_{qn}}{N_q} \quad (5.37)$$

Součinitel přestupu tepla pro proudění kolmo ke svazku trubek se tedy skládá z výpočtu součinitelů přestupu tepla α_{qn} pro jednotlivé řady trubek N_{qn} . Počet trubek N_q značí součet trubek ze všech řad, se kterými je počítáno. Pro tento postup se uvažují pouze řady trubek, které se nacházejí v prostoru mezi přepážkami, tj. mezi průměry D_1 a D_2 , jak je znázorněno na obrázku 5.4, dle [8].



Obrázek 5.4: Určení řad trubek pro kolmé proudění [8]

Pro tento případ dochází ke značnému zjednodušení rovnice (5.37) na tvar (5.38) vzhledem k tomu, že se mezi průměry D_1 a D_2 nachází pouze jediná uvažovaná řada trubek.

$$\alpha_q = \frac{\alpha_{qn} \cdot N_{qn}}{N_q} \quad (5.38)$$

Jelikož je počítáno s jenom jednou řadou trubek, celkový počet trubek N_q bude roven počtu trubek N_{qn} z dané řady. Z toho tedy vyplývá, že součinitel přestupu tepla pro proudění kolmo ke svazku trubek α_q bude roven α_{qn} .

$$\alpha_q = \alpha_{qn} \quad (5.39)$$

Je-li uvažováno uspořádání trubek do rovnostranných trojúhelníků, s výjimkou středové trubky, jsou všechny zbylé trubky uspořádány do soustředných šestiúhelníků. Označí-li se šestiúhelník nejbližší středu jako 1 a následující šestiúhelníky se poté číslují 2,3,4, ..., z. Lze ke zjištění počtu trubek v n -tém šestiúhelníku využít vztahu (5.40).

$$N_{qn} = 6 \cdot n \quad (5.40)$$

Z obrázku 5.3 lze odečíst, že v tomto případě se jedná o třetí šestiúhelník, tedy třetí řadu trubek a tudíž $n = 3$.

$$N_{q3} = 6 \cdot 3 = 18 \text{ trubek}$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro proudění kolmo ke svazku trubek α_q byl proveden pomocí podobnostních čísel. Nusseltovo číslo se pro jednotlivé řady trubek získá pomocí vztahu (5.41),

$$Nu_{qn} = K \cdot Re_{qn}^{0,6} \cdot Pr_h^{0,33} \quad (5.41)$$

kde konstanta K závisí na uspořádání trubek ve svazku. Pro uspořádání za sebou je $K = 0,26$ a pro uspořádání přeskládané je $K = 0,33$.

Ke zjištění Reynoldsova čísla dle rovnice (5.42)

$$Re_{qn} = \frac{w_q \cdot d_{hqn}}{v_h} \quad (5.42)$$

je třeba znát rychlost w_q . Pro její výpočet dle rovnice (5.43)

$$w_q = \frac{\dot{M}_h}{\rho_h \cdot S_q} \quad (5.43)$$

musí být určen referenční průtočný průřez S_q . Ten lze spočítat využitím rovnice (5.44),

$$S_q = \left(\frac{\sum N_{qn}}{\sum \frac{N_{qn}}{S_n^{0,6}}} \right)^{\frac{5}{3}} \quad (5.44)$$

kde průtočný průřez S_n odpovídá jednotlivým n -tým řadám trubek. Průtočný průřez S_n je možno určit vztahem (5.45).

$$S_n = N_n \cdot (t_t - d_2) \cdot L_p \quad (5.45)$$

Výpočet průtočného průřezu pro uvažovanou třetí řadu trubek,

$$S_3 = 18 \cdot (0,025 - 0,018) \cdot 0,08 = 0,01008 \text{ m}^2$$

jelikož se v tomto případě počítá pouze s jedinou řadou trubek, po dosazení do (5.44),

$$S_q = \left(\frac{\frac{18}{18}}{\frac{18}{0,01008^{0,6}}} \right)^{\frac{5}{3}} = 0,01008 \text{ m}^2$$

je vidět, že referenční průtočný průřez S_q je roven průtočnému průřezu S_3 . Nyní lze vypočítat rychlost proudění w_q vztahem (5.43).

$$w_q = \frac{2,3}{955,6177 \cdot 0,01008} = 0,239 \text{ m/s}$$

Referenční průměr d_{hq_n} , který se bere jako charakteristický rozměr při výpočtu podobnostních bezrozměrných kritérií, leží mezi opsanou a vepsanou kružnicí n -tého šestiúhelníku. Průměr d_{hq_n} lze podle [8] vypočítat, s pouze zanedbatelnou chybou, vztahem (5.46),

$$d_{hq_n} = 0,5 \cdot (d_{un} + d_{en}) \quad (5.46)$$

kde d_{un} je průměr opsané kružnice získaný vztahem (5.47),

$$d_{un} = 2 \cdot t_t \cdot n \quad (5.47)$$

a d_{en} je průměr vepsané kružnice získaný vztahem (5.48).

$$d_{en} = n \cdot t_t \cdot \sqrt{3} \quad (5.48)$$

Pro třetí řadu trubek bylo postupným dosazováním do rovnic (5.47) a (5.48)

$$d_{u3} = 2 \cdot 0,025 \cdot 3 = 0,15 \text{ m}$$

$$d_{e3} = 3 \cdot 0,025 \cdot \sqrt{3} = 0,13 \text{ m}$$

a následně do rovnice (5.46) bylo dosaženo hydraulického průměru d_{hq3} .

$$d_{hq3} = 0,5 \cdot (0,15 + 0,13) = 0,14 \text{ m}$$

Nyní lze vypočítat Reynoldsovo číslo pro třetí řadu trubek skrze rovnici (5.42)

$$Re_{q3} = \frac{0,239 \cdot 0,14}{0,285343 \cdot 10^{-6}} = 116869,9$$

Prandtlovo číslo se získá z rovnice (5.49),

$$Pr_h = \frac{c_{ph} \cdot \eta_h}{\lambda_h} \quad (5.49)$$

jelikož je Prandtlovo číslo Pr_h závislé pouze na vlastnostech ohřívacího média v mezitrubkovém prostoru, bylo by stejné pro výpočet všech dílčích součinitelů přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru.

$$Pr_h = \frac{4221,43 \cdot 0,000270848}{0,68027} = 1,692$$

Posledním krokem, před výpočtem α_q , je určení Nusseltova čísla z rovnice (5.41).

$$Nu_{q3} = 0,33 \cdot 116869,9^{0,6} \cdot 1,692^{0,33} = 431,04$$

Výpočet součinitele přestupu tepla α_{qn} (5.50)

$$\alpha_{qn} = \frac{Nu_{qn} \cdot \lambda_h}{d_{hqn}} \quad (5.50)$$

Uváží-li se rovnost z (5.39), pak lze napsat:

$$\alpha_q = \alpha_{q3} = \frac{431,04 \cdot 0,68027}{0,14} = 2093,5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

5.10.2 Součinitel přestupu tepla pro podélné proudění průtočným průřezem prstence

Určení součinitele přestupu tepla pro podélné proudění průtočným průřezem prstence α_{sp} vyháží z výpočtu Nusseltova čísla pomocí rovnice (5.51),

$$Nu_{sp} = 0,024 \cdot Re_{sp}^{0,8} \cdot Pr_h^{0,33} \quad (5.51)$$

z té je známo Prandtlovo číslo z rovnice (5.49). Pro chybějící Reynoldsovo číslo (5.52)

$$Re_{sp} = \frac{w_{sp} \cdot d_{hsp}}{v_h} \quad (5.52)$$

musí být zjištěny dvě neznámé. První je charakteristický rozměr, ke kterému se podobnostní čísla vztahují. Pro prstencové přepážky bylo dle [8] navrženo uvažování hydraulického průměru d_{hsp} , jehož velikost se vypočítá rovnicí (5.53),

$$d_{hsp} = \frac{4 \cdot S_p}{(N_{pin} \cdot d_2 + D_2) \cdot \pi} \quad (5.53)$$

kde N_{pin} znamená počet trubek, které procházejí uvnitř prstence. Dle obrázku 5.4 byl tento počet určen na $N_{pin} = 19$. Dále S_p je průtočný průřez uvnitř prstence a lze jej vypočítat ze vztahu (5.54).

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - N_{pin} \cdot d_2^2) \quad (5.54)$$

$$S_p = \frac{\pi}{4} \cdot (0,12^2 - 19 \cdot 0,018^2) = 0,006475 \text{ m}^2$$

Hydraulický průměr je tedy roven.

$$d_{hsp} = \frac{4 \cdot 0,006475}{(19 \cdot 0,018 + 0,12) \cdot \pi} = 0,01784 \text{ m}$$

Druhou neznámou je rychlost proudění průtočným průřezem prstence w_{Sp} , jež se získá z rovnice (5.55).

$$w_{Sp} = \frac{\dot{M}_h}{\rho_h \cdot S_p} \quad (5.55)$$

Rychlost proudění skrze prsteneček je tedy,

$$w_{Sp} = \frac{2,3}{955,618 \cdot 0,006475} = 0,372 \text{ m/s}$$

a Reynoldsovo číslo je pak rovno:

$$Re_{Sp} = \frac{0,372 \cdot 0,01784}{0,285343 \cdot 10^{-6}} = 23245,8$$

Dosažením podobnostních čísel do (5.51)

$$Nu_{Sp} = 0,024 \cdot 23245,8^{0,8} \cdot 1,692^{0,33} = 88,852$$

byla vypočtena hodnota Nusseltova čísla, ze kterého se pomocí (5.56) vypočte součinitel přestupu tepla pro podélné proudění průtočným průřezem prstence α_{Sp} .

$$\alpha_{Sp} = Nu_{Sp} \cdot \frac{\lambda_h}{d_{hSp}} \quad (5.56)$$

$$\alpha_{Sp} = 88,852 \cdot \frac{0,68027}{0,01784} = 3387,302 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

5.10.3 Součinitele přestupu tepla pro podélné proudění průtočným průřezem mezi diskem a pláštěm

Pro výpočet součinitele přestupu tepla pro podélné proudění průtočným průřezem mezi diskem a pláštěm bylo využito obdobného postupu jako u výpočtu součinitele přestupu tepla skrze prsteneček. Výpočet rovněž vychází z určení Nusseltova čísla (5.57),

$$Nu_{sd} = 0,024 \cdot Re_{sd}^{0,8} \cdot Pr_h^{0,33} \quad (5.57)$$

pro které je nezbytné znát Reynoldsovo číslo, vypočtené rovnicí (5.58),

$$Re_{sd} = \frac{w_{sd} \cdot d_{hsd}}{v_h} \quad (5.58)$$

i v tomto případě je nutnost vypočítat rychlost proudění v daném průřezu w_{sd} a charakteristický rozměr, kterým je hydraulický průměr d_{hsd} , jež se získá z rovnice (5.59),

$$d_{hsd} = \frac{4 \cdot S_d}{(N_{Dout} \cdot d_2 + D_1 + D_i) \cdot \pi} \quad (5.59)$$

kde N_{Dout} značí počet trubek, které se nacházejí v průřezu mezi diskem a pláštěm. Z obrázku 5.4 byl počet těchto trubek určen na $N_{Dout} = 24$. Průtočný průřez mezi diskem a pláštěm označen S_d se vypočte dle rovnice (5.60).

$$S_d = \frac{\pi}{4} \cdot [(D_i^2 - D_1^2) - N_{Dout} \cdot d_2^2] \quad (5.60)$$

$$S_d = \frac{\pi}{4} \cdot [(0,234^2 - 0,17^2) - 24 \cdot 0,018^2] = 0,0142 \text{ m}^2$$

Je-li znám průtočný průřez, lze dopočítat hydraulický průřez d_{hsd} z (5.59).

$$d_{hsd} = \frac{4 \cdot 0,0142}{(24 \cdot 0,018 + 0,17 + 0,234) \cdot \pi} = 0,02163 \text{ m}$$

Rychlost proudění w_{sd} v průtočném průřezu mezi diskem a pláštěm je dána vztahem (5.61)

$$w_{sd} = \frac{\dot{M}_h}{\rho_h \cdot S_d} \quad (5.61)$$

$$w_{sd} = \frac{2,3}{955,618 \cdot 0,0142} = 0,1695 \text{ m/s}$$

Nyní už jsou známy všechny veličiny pro výpočet Reynoldsova čísla z (5.58)

$$Re_{sd} = \frac{0,1695 \cdot 0,02163}{0,285343 \cdot 10^{-6}} = 12846,36$$

Dosazením podobnostních čísel do (5.61),

$$Nu_{sd} = 0,024 \cdot 12846,36^{0,8} \cdot 1,692^{0,33} = 55,286$$

bylo získáno Nusseltovo číslo potřebné pro výpočet součinitel přestupu tepla pro podélné proudění průtočným průřezem mezi diskem a pláštěm α_{sd} dle vztahu (5.62).

$$\alpha_{sd} = Nu_{sd} \cdot \frac{\lambda_h}{d_{hsd}} \quad (5.62)$$

$$\alpha_{sd} = 55,286 \cdot \frac{0,68027}{0,02163} = 1739,027 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

5.10.4 Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Součinitel přestupu tepla se vypočte pomocí rovnice (5.63), která vznikla upravením rovnice (5.36), kde se za příslušné teplosměnné plochy dosadil odpovídající počet trubek.

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_q \cdot N_q + \alpha_{sp} \cdot N_{pin} + \alpha_{sd} \cdot N_{Dout}}{n_t} \quad (5.63)$$

Dosazením výše vypočtených dílčích součinitelů se poté získá výsledný součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru.

$$\alpha_2 = \frac{2093,5 \cdot 18 + 3387,302 \cdot 19 + 1739,027 \cdot 24}{61} = 2357,022 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

5.11 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru se skládají z několika dílčích tlakových ztrát. Mezi ně však nepatří tlakové ztráty v hrdlech, neboť ty bývají započteny v tlakových ztrátách potrubí. Dle rovnice (5.64) ze zdroje [9].

$$\Delta p_2 = \Delta p_E + \Delta p_B + \Delta p_{sp} + \Delta p_{sd} \quad (5.64)$$

kde Δp_E jsou tlakové ztráty způsobené kolmým prouděním média na svazek trubek v koncových zónách (end zones), Δp_B jsou tlakové ztráty způsobené kolmým prouděním média na svazek trubek mezi přepážkami, Δp_{sp} jsou tlakové ztráty způsobené prouděním skrze průtočný průřez uvnitř prstence a Δp_{sd} jsou tlakové ztráty způsobené prouděním průtočným průřezem mezi diskem a pláštěm.

5.11.1 Tlakové ztráty kolmým prouděním v koncových zónách

Tlakové ztráty kolmým prouděním média na svazek trubek v koncových zónách se vypočítají dle vztahu (5.65),

$$\Delta p_E = 2 \cdot \xi_E \cdot \frac{\rho_h \cdot w_E^2}{2} \quad (5.65)$$

kde ξ_E je odporový koeficient v koncových zónách. K jeho výpočtu byl dle [9] doporučen vztah (5.66),

$$\xi_E = \frac{C}{\left(\frac{t_t - d_2}{d_2} \cdot Re_E\right)^2} \quad (5.66)$$

kde C je konstanta, která závisí na typu proudění. Pro laminární proudění je $C = 60$ a pro turbulentní je $C = 3$. Pro určení, o který typ proudění se jedná, byla zavedena podmínka, že: pokud je $Re_k > Re_E$, jedná se o laminární proudění. Pokud je tomu naopak a $Re_k < Re_E$, pak se jedná o proudění turbulentní. Výpočet Re_k byl proveden dle rovnice (5.67)

$$Re_k = \frac{42,3}{\frac{t_t - d_2}{d_2}} \quad (5.67)$$

$$Re_k = \frac{42,3}{\frac{0,025 - 0,018}{0,018}} = 108,77$$

Zavede-li se předpoklad, že se v tomto případě jedná o turbulentní proudění, pak pro výpočet Reynoldsova čísla, dle rovnice (5.68), byl jako charakteristický rozměr určen vnější průměr trubek d_2

$$Re_E = \frac{w_E \cdot d_2}{\nu_h} \quad (5.68)$$

a rychlost proudění v koncových zónách w_E se vypočítá dle vztahu (5.69),

$$w_E = \frac{\dot{M}_h}{\rho_h \cdot S_{E,T}} \quad (5.69)$$

kde je třeba určit imaginární průtočný průřez $S_{E,T}$ dle (5.70), která platí, je-li uvažováno turbulentního proudění (označení indexem T). Kdyby bylo uvažováno laminární proudění (označení indexem L), pro výpočet této imaginární plochy by platila rovnice (5.71),

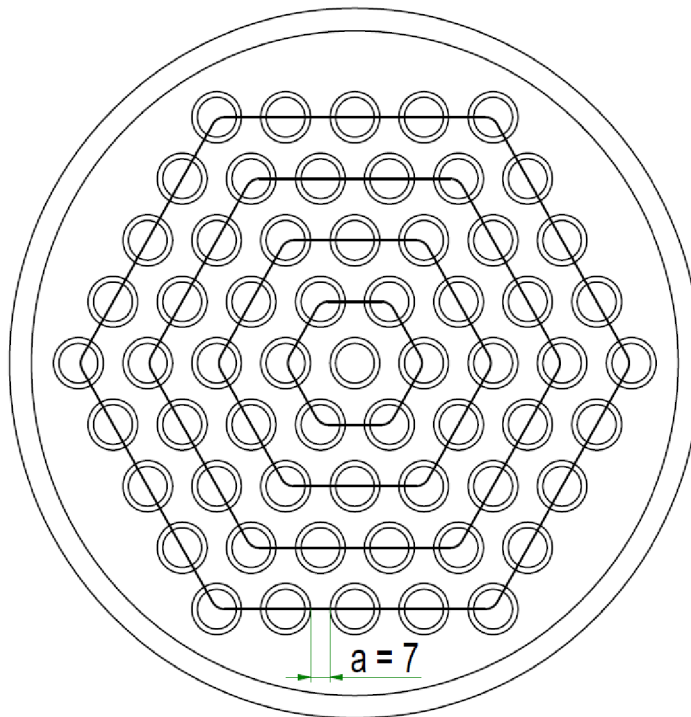
$$S_{E,T} = \left(\frac{1}{\sum \frac{1}{S_{En}^{1,8}}} \right)^{\frac{5}{9}} \quad (5.70)$$

$$S_{E,L} = \frac{1}{\sum \frac{1}{S_{En}}} \quad (5.71)$$

kde S_{En} značí průtočné průřezy jednotlivých řad trubek. V koncových zónách se uvažuje vliv všech řad trubek ve výměníku, což dle obrázku 5.5 znamená, že je třeba vypočítat průtočné průřezy pro čtyři řady trubek. Tento průtočný průřez S_{En} se vypočte dle vztahu (5.72),

$$S_{En} = L_E \cdot \sum a \quad (5.72)$$

kde $\sum a$ je suma čistých vzdáleností mezi dvěma sousedícími trubkami v uvažované řadě.



Obrázek 5.5: Uvažované řady trubek v koncových zónách [8]

Dle obrázku 5.5 byla vzdálenost mezi sousedícími trubkami určena na $a = 7 \text{ mm}$. K této vzdálenosti, pokud není k dispozici výkresová dokumentace, lze dojít i jednoduchým výpočtem dle vztahu (5.73),

$$a = t_t - d_2 \quad (5.73)$$

$$a = 25 - 18 = 7 \text{ mm}$$

Výpočet jednotlivých průtočných průřezu pro příslušné řady trubek:
Pro první řadu, kde je 6 trubek.

$$S_{E1} = 0,085 \cdot 6 \cdot 0,007 = 0,00357 \text{ m}^2$$

Pro druhou řadu, kde je 12 trubek.

$$S_{E2} = 0,085 \cdot 12 \cdot 0,007 = 0,00714 \text{ m}^2$$

Pro třetí řadu, kde je 18 trubek.

$$S_{E3} = 0,085 \cdot 18 \cdot 0,007 = 0,0107 \text{ m}^2$$

Pro čtvrtou řadu, kde je 24 trubek.

$$S_{E4} = 0,085 \cdot 24 \cdot 0,007 = 0,0143 \text{ m}^2$$

Dosazením jednotlivých průřezů do rovnice (5.70) se vypočte imaginární plocha $S_{E,T}$.

$$S_{E,T} = \left(\frac{1}{\frac{1}{0,00357^{1,8}} + \frac{1}{0,0714^{1,8}} + \frac{1}{0,0107^{1,8}} + \frac{1}{0,0143^{1,8}}} \right)^{\frac{5}{9}} = 0,0298 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění je tedy dle (5.69) rovna

$$w_E = \frac{2,3}{955,618 \cdot 0,0298} = 0,0808 \text{ m/s}$$

a Reynoldsovo číslo je možno vypočíst z rovnice (5.68)

$$Re_E = \frac{0,0808 \cdot 0,018}{0,285343 \cdot 10^{-6}} = 5092,965$$

Po vypočtení Reynoldsova čísla platí podmínka, pro kterou jsme uvažovali turbulentní proudění, $Re_k < Re_E$.

Ve výpočtu odporového koeficientu ξ_E dle (5.66) bude tedy konstanta $C = 3$

$$\xi_E = \frac{3}{\left(\frac{0,025 - 0,018}{0,018} \cdot 5092,965 \right)^2} = 7,604 \cdot 10^{-7}$$

Tlakové ztráty kolmým prouděním média na svazek trubek v koncových zónách jsou po dosazení do (5.65) rovny

$$\Delta p_E = 2 \cdot 7,604 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{955,618 \cdot 0,0808^2}{2} = 4,737 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}$$

5.11.2 Tlakové ztráty kolmým prouděním mezi přepážkami

I když jsou to také tlakové ztráty kolmým prouděním a postup výpočtu je obdobný, musí být odlišeny od předešlých tlakových ztrát v koncových zónách z důvodu rozdílné rozteče. V tomto případě se místo vzdáleností mezi nejkrajnější přepážkou a trubkovnicí L_E počítá se vzdáleností mezi jednotlivými přepážkami L_p . Tlakové ztráty způsobené kolmým prouděním média na svazek trubek mezi přepážkami se vypočítají pomocí vztahu (5.74),

$$\Delta p_B = \xi_B \cdot (n_p - 1) \cdot \frac{\rho_h \cdot w_B^2}{2} \quad (5.74)$$

kde ξ_B je odporový koeficient pro kolmé proudění v oblasti mezi přepážkami. Jeho velikost se zjistí z rovnice (5.75),

$$\xi_B = \frac{C}{\left(\frac{t_t - d_2}{d_2} \cdot Re_B\right)^2} \quad (5.75)$$

pro konstantu C platí to samé, jako u koncových zón.

Pro výpočet požadovaných tlakových ztrát a zároveň i Reynoldsova čísla dle (5.76),

$$Re_B = \frac{w_B \cdot d_2}{\nu_h} \quad (5.76)$$

je třeba určit velikost rychlosti proudění w_B . Ta se podle vztahu (5.77) vypočte.

$$w_B = \frac{\dot{M}_h}{\rho_h \cdot S_{B,T}} \quad (5.77)$$

Zavede-li se i v tomto případě předpoklad, že se jedná o turbulentní proudění. Je třeba pro určení rychlosti w_B znát imaginární průtočný průřez $S_{B,T}$, který lze vypočíst pomocí (5.78).

$$S_{B,T} = \left(\frac{1}{\sum \frac{1}{S_{Bn}^{1,8}}} \right)^{\frac{5}{9}} \quad (5.78)$$

Pro předpoklad laminárního proudění by byl postup obdobný, jako u předchozích ztrát, a rovnice (5.78) by byla zjednodušena na tvar (5.79).

$$S_{B,L} = \frac{1}{\sum \frac{1}{S_{Bn}}} \quad (5.79)$$

Výpočet dílčích průtočných průřezů S_{Bi} pro odpovídající řady trubek lze provést dle (5.80).

$$S_{Bn} = L_p \cdot \sum a \quad (5.80)$$

Stejně jako když byl počítán součinitel přestupu tepla u proudění kolmo na svazek trubek, tak se i u tlakových ztrát bude uvažovat pouze s řadami trubek, které leží mezi průměrem disku D_1 a vnitřním průměrem prstence D_2 . Z obrázku 5.4 lze odečíst, že pro tento výměník se jedná pouze o jedinou řadu, a to sice o třetí řadu trubek. Díky tomuto faktu, že by v sumě z rovnice (5.78) vystupoval pouze jediný člen, je možné tuto rovnici upravit na tvar (5.81)

$$S_{B,T} = (S_{Bn}^{1,8})^{\frac{5}{9}} \quad (5.81)$$

z toho vyplývá, že imaginární průtočný průřez $S_{B,T}$ bude roven dílčímu průtočnému průřezu pro danou řadu trubek, v tomto případě třetí ($i = 3$). Tato rovnost je znázorněna v (5.82).

$$S_{B,T} = S_{B3} \quad (5.82)$$

Výpočet průtočného průřezu odpovídající třetí řadě trubek je tedy.

$$S_{B3} = 0,08 \cdot 18 \cdot 0,007 = 0,01008 \text{ m}^2$$

Rychlost proudění je tedy dle (5.77) rovna.

$$w_B = \frac{2,3}{955,618 \cdot 0,01008} = 0,239 \text{ m/s}$$

Pro zjištění, zda byl předpoklad turbulentního proudění správný, je třeba zkontrolovat podmínku $Re_k < Re_B$. Velikost Re_k je stejná jako u předchozí tlakové ztráty, a to tedy $Re_k = 108,77$. Reynoldsova čísla se vypočte dosazením do (5.76) a jeho hodnota vyšla,

$$Re_B = \frac{0,239 \cdot 0,018}{0,285343 \cdot 10^{-6}} = 15062,195$$

z toho vyplývá, že podmínka byla splněna.

Odporový koeficient pro kolmé proudění v oblasti mezi přepážkami se vypočte dosazením výše získaných hodnot do (5.75).

$$\xi_B = \frac{3}{\left(\frac{0,025 - 0,018}{0,018} \cdot 15062,195\right)^2} = 8,694 \cdot 10^{-8}$$

Tlakové ztráty kolmým prouděním média na svazek trubek v prostorech mezi přepážkami jsou po dosazení do (5.74) rovny.

$$\Delta p_B = 8,694 \cdot 10^{-8} \cdot (5 - 1) \cdot \frac{955,618 \cdot 0,239^2}{2} = 9,473 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}$$

5.11.3 Tlakové ztráty prouděním skrze prsteneč

Tlakové ztráty prouděním skrze prstence jsou způsobeny změnou průtočného průřezu, kterým médium proudí. Velikost těchto tlakových ztrát byla vypočtena dle (5.83),

$$\Delta p_{sp} = \xi_{sp} \cdot \frac{n_p}{2} \cdot \frac{\rho_h \cdot w_{sp}^2}{2} \quad (5.83)$$

kde ξ_{sp} je odporový koeficient pro tlakové ztráty proudění skrze prsteneč a jeho hodnotu lze stanovit pomocí (5.84),

$$\xi_{Sp} = 2,2 + \frac{286}{Re_{zSp}^{0,845}} \quad (5.84)$$

kde pro výpočet Reynoldsova čísla dle vztahu (5.85),

$$Re_{zSp} = \frac{w_{Sp} \cdot d_{hzSp}}{v_h} \quad (5.85)$$

je rychlost proudění w_{Sp} již známá podle (5.55) (z výpočtu součinitele přestupu tepla pro podélné proudění průtočným průřezem prstence α_{Sp}) a její velikost je $w_{Sp} = 0,0372 \text{ m/s}$. Dále je třeba určit charakteristický rozměr. Jako charakteristický rozměr bylo v tomto případě navrženo zavedení hydraulického průměru d_{hzSp} , jehož velikost se spočítá dle (5.86).

$$d_{hzSp} = \frac{D_2^2 - N_{Pin} \cdot d_2^2}{D_2 + N_{Pin} \cdot d_2} \quad (5.86)$$

$$d_{hzSp} = \frac{0,120^2 - 19 \cdot 0,018^2}{0,120 + 19 \cdot 0,018} = 0,0178 \text{ m}$$

Dosazením do (5.85) bylo vypočteno Reynoldsovo číslo

$$Re_{zSp} = \frac{0,372 \cdot 0,0178}{0,285343 \cdot 10^{-6}} = 23245,8$$

Odporový koeficient má tedy dle (5.84) hodnotu

$$\xi_{Sp} = 2,2 + \frac{286}{23245,8^{0,845}} = 2,258$$

Tlakové ztráty způsobené prouděním skrze průtočný průřez uvnitř prstence tedy mají podle rovnice (5.83) velikost.

$$\Delta p_{Sp} = 2,258 \cdot \frac{5}{2} \cdot \frac{955,618 \cdot 0,372^2}{2} = 372,766 \text{ Pa}$$

5.11.4 Tlakové ztráty prouděním mezi diskem a pláštěm

Tlakové ztráty prouděním mezi diskem a pláštěm jsou způsobeny změnou průtočného průřezu, kterým médium proudí. Pro jejich výpočet dle (5.87) lze využít obdobný postup jako u tlakových ztrát prouděním skrze prstenc,

$$\Delta p_{sd} = \xi_{sd} \cdot \frac{n_p}{2} \cdot \frac{\rho_h \cdot w_{sd}^2}{2} \quad (5.87)$$

kde ξ_{sp} je odporový koeficient pro tlakové ztráty prouděním mezi diskem a pláštěm a jeho hodnotu lze stanovit pomocí (5.88).

$$\xi_{sd} = 2,2 + \frac{286}{Re_{zsd}^{0,845}} \quad (5.88)$$

Reynoldsovo číslo se určí pomocí vztahu (5.89),

$$Re_{zsd} = \frac{w_{sd} \cdot d_{hzsd}}{v_h} \quad (5.89)$$

kde obdobně jako v předchozím případě lze vzít rychlost proudění w_{sd} ze vztahu (5.61) (která se nachází ve výpočtu součinitele přestupu tepla pro podélné proudění průtočným průřezem mezi diskem a pláštěm α_{sd}) a její velikost je $w_{sd} = 0,169 \text{ m/s}$. Také jako charakteristický rozměr zde byl zaveden hydraulický průměr d_{hzsd} , který se vypočetl dle (5.90).

$$d_{hzsd} = \frac{D_i^2 - D_1^2 - N_{Dout} \cdot d_2^2}{D_i + D_1 + N_{Dout} \cdot d_2} \quad (5.90)$$

$$d_{hzsd} = \frac{0,234^2 - 0,170^2 - 24 \cdot 0,018^2}{0,234 + 0,120 + 24 \cdot 0,018} = 0,0216 \text{ m}$$

Dosazením do (5.90) bylo vypočteno Reynoldsovo číslo.

$$Re_{zsd} = \frac{0,169 \cdot 0,02163}{0,285343 \cdot 10^{-6}} = 12846,39$$

Hodnota odporového koeficientu byla stanovena dle (5.88).

$$\xi_{sd} = 2,2 + \frac{286}{12846,39^{0,845}} = 2,296$$

Tlakové ztráty způsobené prouděním průtočným průřezem mezi diskem a pláštěm výměníku mají tedy podle rovnice (5.87) velikost.

$$\Delta p_{sd} = 2,296 \cdot \frac{5}{2} \cdot \frac{955,618 \cdot 0,169^2}{2} = 78,808 \text{ Pa}$$

5.11.5 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru jsou výsledným součtem všech dílčích, výše vypočtených, tlakových ztrát. Jejich dosazením do rovnice (5.64) byla vypočtena celková hodnota tlakových ztrát v mezitrubkovém prostoru.

$$\Delta p_2 = 4,737 \cdot 10^{-6} + 9,473 \cdot 10^{-6} + 372,766 + 78,808 = 451,574 \text{ Pa}$$

5.12 Skutečný výkon výměníku tepla

Skutečný výkon navrženého výměníku se vypočte dosazením do rovnice prostupu tepla (5.91) ze zdroje [1],

$$\dot{Q} = k \cdot \Delta t \cdot S \quad (5.91)$$

kde k je součinitel prostupu tepla, jenž se spočítá dle rovnice (5.93), Δt je střední teplotní spád a S značí velikost teplosměnné výhřevné plochy, která je nahrazena součinem délky trubek l_t a počtem trubek n_t . Tím se upraví rovnice (5.91) na tvar (5.92).

$$\dot{Q} = k \cdot \Delta t \cdot l_t \cdot n_t \quad (5.92)$$

Výpočet součinitele prostupu tepla.

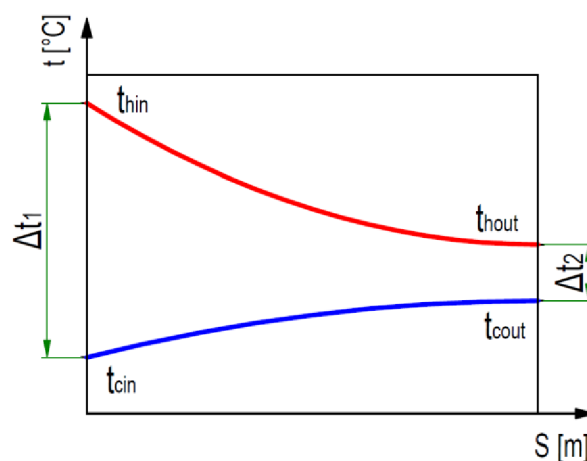
$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \left[\frac{1}{2 \cdot \lambda_{Cu}} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \right] + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad (5.93)$$

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{3664,507 \cdot 0,014} + \left[\frac{1}{2 \cdot 25} \cdot \ln \left(\frac{0,018}{0,014} \right) \right] + \frac{1}{2357,022 \cdot 0,018}} =$$

$$= 65,329 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Střední teplotní spád byl určen pomocí metody LMTD dle rovnice (5.94),

$$\Delta t = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad (5.94)$$



Obrázek 5.6: Teplotní profily pracovních látek při souproutém uspořádání [1]

po úpravě, aby čitatel nevyšel záporný a dosazení odpovídajících teplot pro tento výměník znázorněných na obrázku 5.6, byla získána rovnice ve tvaru (5.95).

$$\Delta t = \frac{(t_{hin} - t_{cin}) - (t_{hout} - t_{cout})}{\ln\left(\frac{t_{hin} - t_{cin}}{t_{hout} - t_{cout}}\right)} \quad (5.95)$$

$$\Delta t = \frac{(110 - 40) - (97,64 - 45,15)}{\ln\left(\frac{110 - 40}{97,64 - 45,15}\right)} = 60,82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dosazením do rovnice (5.92) se zjistí skutečný výkon navrženého výměníku tepla,

$$\dot{Q} = 65,329 \cdot 60,82 \cdot 0,5 \cdot 61 = 121195,5 \text{ W}$$

ten vyšel o 1195,5 W větší, než byl návrhový výkon.

V tabulce 5.1 jsou shrnuty výsledné parametry výměníku tepla.

Tabulka 5.1: Výsledné parametry vypočteného výměníku

Návrhový výkon	\dot{Q}_b	120	kW
Skutečný výkon	\dot{Q}	121,2	kW
Hmotnostní průtok chladné vody	\dot{M}_c	5,6	kg/s
Hmotnostní průtok teplé vody	\dot{M}_h	2,3	kg/s
Teplota chladné vody na vstupu	t_{cin}	40	°C
Teplota chladné vody na výstupu	t_{cout}	45,15	°C
Teplota teplé vody na vstupu	t_{hin}	110	°C
Teplota teplé vody na výstupu	t_{hout}	97,64	°C
Rychlost chladné vody v TP	w_c	0,6	m/s
Vnitřní průměr pláště	D_i	234	mm
Tloušťka stěny pláště	δ_{pl}	8	mm
Počet trubek	n_t	61	ks
Délka trubek	l_t	500	mm
Vnitřní průměr trubek	d_1	14	mm
Tloušťka stěny trubek	δ_t	2	mm
Rozteč trubek	t_t	25	mm
Počet koncentrických přepážek	n_p	5	ks
Rozteč koncentrických přepážek	l_p	80	mm
Délka koncové zóny	l_E	89	mm
Součinitel přestupu tepla v TP	α_1	3626,4	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
Součinitel přestupu tepla v MP	α_2	2357	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
Součinitel prostupu tepla	k	65,33	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$
Tlaková ztráta v TP	Δp_1	364,2	Pa
Tlaková ztráta v MP	Δp_2	451,57	Pa

6 Computational fluid dynamics (CFD)

Computational fluid dynamics (CFD), neboli výpočetní dynamika tekutin, hraje v dnešní době důležitou roli v řadě průmyslových odvětví. Ať už se jedná o vývoj nových produktů a prototypů, u nichž je třeba brát v potaz jakékoliv proudění. Příkladem může být aerodynamika automobilu či, jak je řešeno v této práci, proudění tekutin ve výměníku tepla. Dalším možným použitím CFD může být optimalizace konstrukčních a provozních parametrů zařízení či zkoumání důvodů, které jsou zodpovědné za jejich špatnou funkci. [13]

V roce 1995 byla J.D. Andersonem publikována definice, která CFD popisuje jako schopnost nahrazovat integrály a parciální derivace v Navier-Stokesových rovnicích diskretizovanými algebraickými formami a řešit vzniklé soustavy lineárních rovnic s cílem nalézt hodnoty vlastností proudových polí v diskretních bodech. [14]

Během CFD simulace je zkoumáno proudění tekutin vzhledem k jejich fyzikálním vlastnostem, jako je rychlost, teplota, tlak, hustota a viskozita. Aby bylo možno vyřešit takovou simulaci, aniž by byla ovlivněna přesnost, je třeba zvážit současně všechny tyto vlastnosti proudění. CFD simulace nemají žádné fyzikální omezení a potřebné výpočty jsou paměťově velmi náročné. Hojnější využití CFD je tedy spojeno s rozmachem počítačů, které tyto úlohy značně urychlily. Jediným skutečným omezením použití CFD simulací v praxi je pouze ekonomický faktor. Negativem při využití CFD v praktických aplikacích, zejména v případě turbulentního proudění, je absence matematicky podložených a spolehlivých odhadů velikosti chyb. [14]

6.1 Model

Základem pro každou CFD simulaci je vytvoření 3D modelu v některém z CAD programů. Pro tuto práci byl navržen 3D model výměníku tepla v programu Autodesk Inventor [15]. Vzhledem k výpočetní náročnosti bylo třeba tento model zjednodušit. Hlavním zjednodušením bylo odstranění tloušťky stěn všech komponent a převedení objemového modelu výměníku na plošný model, jenž je znázorněn na obrázku 6.1. V případě trubek ve svazku byla za odpovídající průměr uvažována střední hodnota mezi vnějším a vnitřním průměrem trubky. Dalším zjednodušením bylo počítání s pouze polovinou výměníku při uvažování symetrie v rovině řezu.

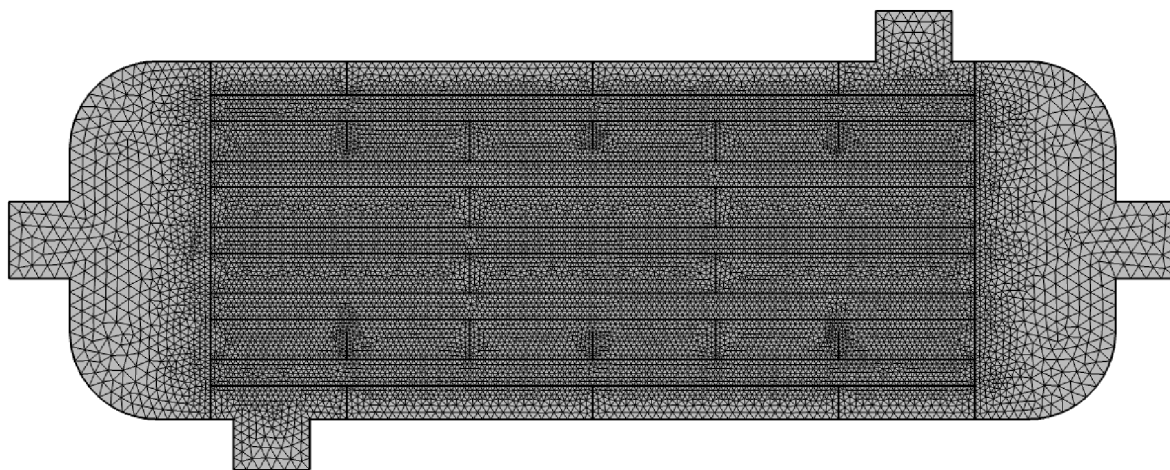
6.2 Tvorba sítě

Výše popsáný 3D model byl poté vložen do programu COMSOL Multiphysics [16], ve kterém byly nadefinovány okrajové podmínky, jako vstupy, výstupy, které jsou potřebné pro určení trajektorie proudění. Byly zadány parametry (teplota, tlak, rychlost) obou pracovních médií na vstupu do výměníku.

Jako model turbulence byl zvolen model $k-\varepsilon$. Poté byla vytvořena výpočtová síť, jež musela být převedena na finer mesh (jemnější síťový model) obsahující kolem 4 milionů elementů, znázorněno na obrázku 6.2. Zvolení jemnější sítě bylo požadováno v důsledku nedostatečného zjemnění v oblastech průtoku prstencovými přepážkami.



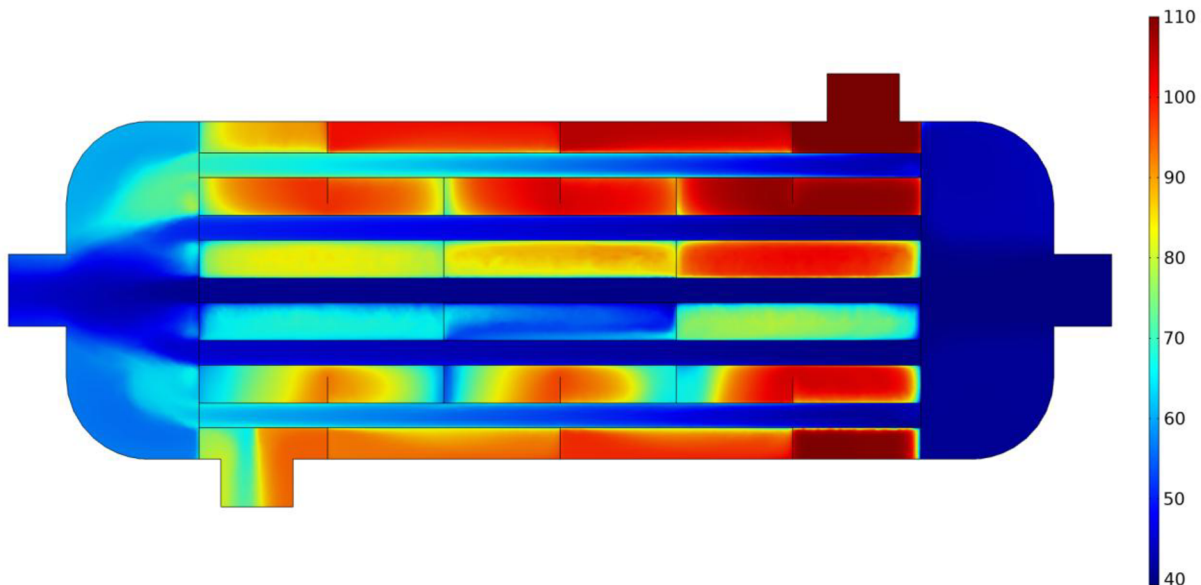
Obrázek 6.1: Plošný 3D model vytvořený v Autodesk Inventor



Obrázek 6.2: Vytvořený mesh v programu COMSOL Multiphysics

6.3 Výpočet CFD modelu

3D model pro simulaci v COMSOL Multiphysics byl navržen podle rozměrů výměníku tepla, který byl počítán v předešlé kapitole. Jako okrajové podmínky byly definovány vstupní hodnoty pro obě pracovní média, jež jsou vypsány v zadání výpočtu. Fyzikální vlastnosti vody nebylo třeba zadávat, jelikož je možno vybrat vodu jako předdefinované médium z databáze programu. Prvním krokem výpočtu bylo získání rychlostního pole proudění obou médií. Poté bylo ve dvou krocích výpočtu získáno teplotní schéma obou médií ve výměníku tepla. To bylo následně vykresleno na povrch modelu, jak je ukázáno na obrázku 6.3.



Obrázek 6.3: Teplotní schéma výměníku tepla (legenda ve °C)

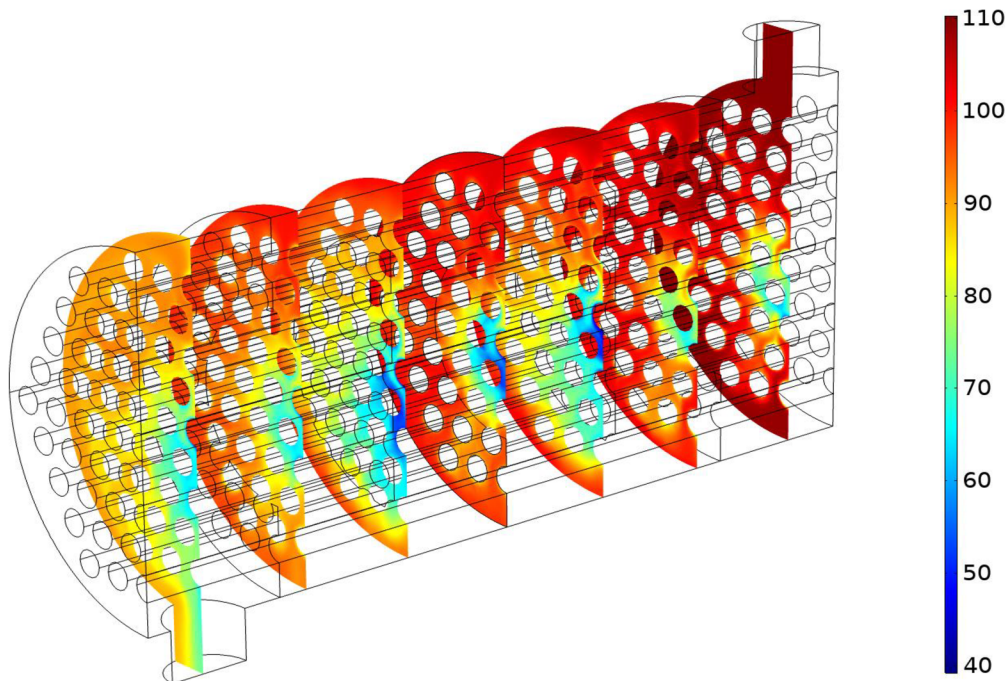
Jak je z tohoto obrázku zřejmé, teplotní pole ve výstupních hrdlech obou tekutin není homogenního charakteru. Díky možnostem využitého programu, lze za pomoci jeho funkcí zjistit minimální, maximální a průměrné hodnoty teplot vody na výstupu z obou hrdel. Takto získané hodnoty, pro obě pracovní média, jsou pro přehlednost zapsány do tabulky 6.1.

Tabulka 6.1: Přehled výstupních teplot na hrdlech pro obě pracovní média

CFD Model	Minimální výstupní teplota [°C]	Maximální výstupní teplota [°C]	Průměrná výstupní teplota [°C]
Chladná voda	45,5	54,7	50,253
Teplá voda	71,5	94	85,609

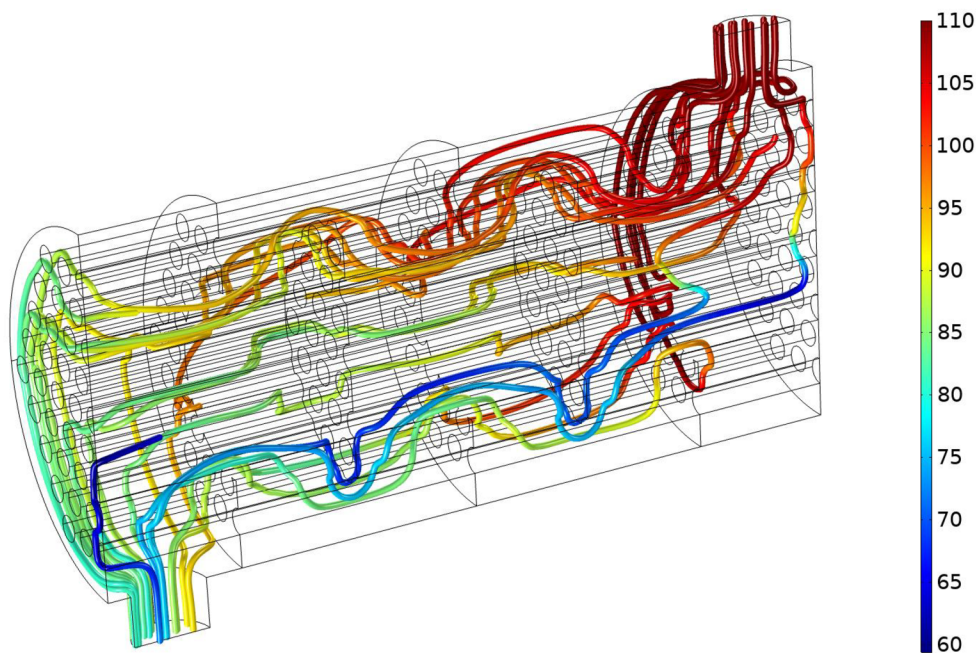
Průměrná výstupní teplota pro chladnou vodu byla odečtena na 50,253 °C a pro teplou vodu pak 85,609 °C. Porovnájí-li se tyto teploty s výstupními teplotami z výpočtu, lze pozorovat jejich neshodu. Pro chladnou vodu se teploty liší o 5,1 °C, což činí její narůst o 11,3 %. V případě teplé vody je tento rozdíl ještě větší, když došlo o snížení teploty o 12 °C, což činí rozdíl 12,3 %.

Pro názornější ukázkou průběhu teplot pro médium v mezitrubkovém prostoru slouží následující dva obrázky. Na obrázku 6.4 tak bylo učiněno pomocí sedmi řezů, vedených rovnoběžně s trubkovnicí, na kterých lze pozorovat postupné ochlazování teplejší vody v jednotlivých průřezech výměníkem.



Obrázek 6.4: Znázornění průběhu teplot v mezitrubkovém prostoru výměníku tepla pomocí řezů (legenda ve °C)

Na obrázku 6.5 jsou pak vytvořeny proudnice, které ukazují vybrané trajektorie proudění a jejich průběh teplot napříč výměníkem.



Obrázek 6.5: Vykreslené proudnice ukazující průběh teplot proudění v mezitrubkovém prostoru výměníku tepla (legenda ve °C)

7 Parametrická studie přepážek

Jedním z cílů této práce je zkoumání vlivu změny geometrických vlastností přepážek na teplotní dění ve výměníku. Sledovanými výstupními veličinami parametrizace byly průměrné hodnoty teploty chladné i teplé vody na výstupních hrdlech z výměníku tepla. U koncentrických přepážek byly jako sledované geometrické vlastnosti zvoleny charakteristické průměry. Pro přepážky diskového typu se jedná o jejich průměr, značený D_1 . Pro přepážky prstencového typu se jedná o jejich vnitřní průměr, značený D_2 . Tyto charakteristické průměry byly poté měněny pomocí parametru p_p .

S rostoucími kroky parametrizace se stále více měnily geometrické vlastnosti přepážek a s tím souběžně docházelo k postupné změně trajektorie proudění teplejší vody v mezitrubkovém prostoru. Změna trajektorie proudění měla vliv na intenzitu přestupu tepla, což se projevilo na sledovaných průměrných výstupních teplotách obou médií.

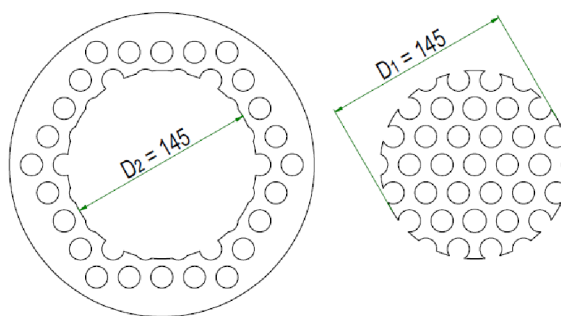
Parametrizace byla vykonána ve dvou rozdílných přístupech, jež jsou popsány níže. Oba přístupy parametrizace měly za počáteční bod tentýž výchozí stav výměníku tepla, označen jako nultý krok parametrizace. Jeho základem byl výpočet, který byl proveden v kapitole 5 a pro tento výchozí stav jsou charakteristické průměry přepážek stanoveny na $D_1 = 170 \text{ mm}$ a $D_2 = 120 \text{ mm}$. V kapitole 6 byl poté popsán a vymodelován pomocí CFD, kde byly určeny hodnoty průměrné výstupní teploty při této konfiguraci přepážek (tabulka 6.1).

7.1 První přístup parametrické studie

V prvním přístupu parametrizace se souběžně měnily oba průměry (D_1 i D_2) o hodnotu parametru $p_p = 2 \text{ mm}$, což je znázorněno v tabulce 7.1. Od průměru disku D_1 byl parametr odečítán, kdežto k vnitřnímu průměru prstence D_2 byl přičítán. To až po dosažení hodnot $D_1 = 146 \text{ mm}$ a $D_2 = 144 \text{ mm}$. Poté byl jako poslední krok zkoumán případ, kdy si byly oba průměry rovny, tj. $D_1 = D_2 = 145 \text{ mm}$, jak je ukázáno na obrázku 7.1.

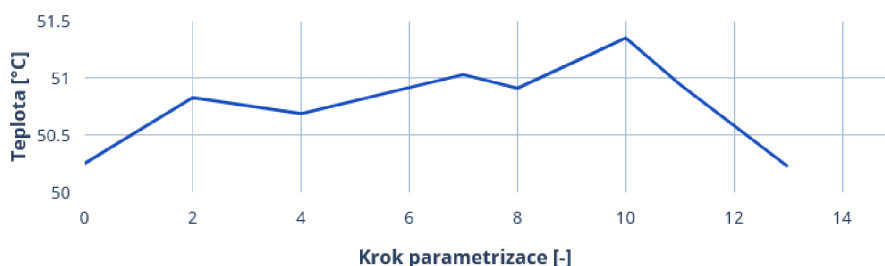
Tabulka 7.1: Změny průměru přepážek vlivem parametru pro první přístup parametrizaci

Krok	Vnitřní průměr prstence D_2 [mm]	Průměr disku D_1 [mm]
0	120	170
1	122	168
2	124	166
3	126	164
4	128	162
5	130	160
6	132	158
7	134	156
8	136	154
9	138	152
10	140	150
11	142	148
12	144	146
13	145	145



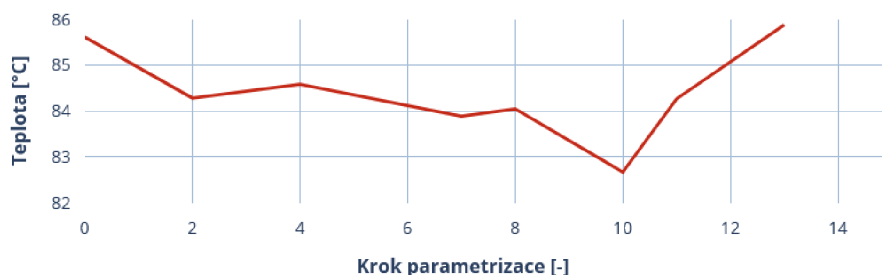
Obrázek 7.1: Ukázka geometrie přepážek při rovnosti charakteristických průměrů pro poslední krok parametrizace

Průběh průměrné výstupní teploty chladné vody na hrdle je zobrazen na graf 7.1. Z něj je možno vyčíst, že graf lze rozdělit na dvě části. V první části je patrný rostoucí trend průměrné výstupní teploty s každým dalším krokem parametrizace. Tato část začíná od nultého bodu, kdy byla průměrná výstupní teplota chladné vody určena na 50,253 °C, a pokračuje až do desátého kroku. V tomto kroku došlo k dosažení maxima průměrné výstupní teploty chladné vody při hodnotě 51,349 °C. Při pohledu na graf 7.1 lze odvodit, že pro uvažovaný výměník byla nalezena optimální geometrie přepážek právě při desátém kroku. V druhé části grafu, od desátého kroku do třináctého, došlo ke změně a průměrná výstupní teplota začala s každým krokem klesat až po hodnotu 50,225 °C.



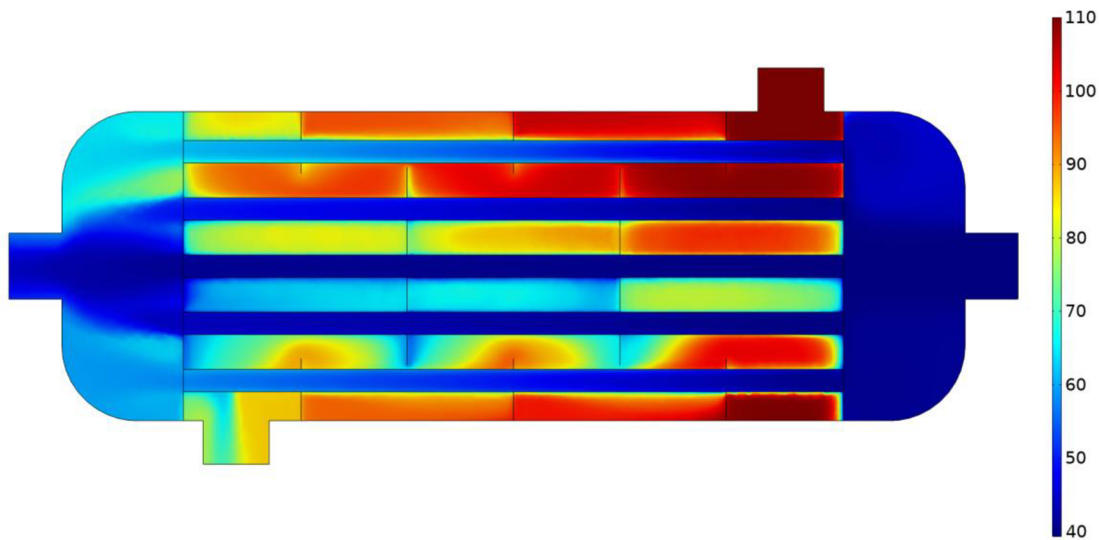
Graf 7.1: Průběh průměrné výstupní teploty chladné vody pro první přístup parametrizace

Obdobně jako u chladné vody, lze rozdělit i graf 7.2, který znázorňuje průběh průměrné výstupní teploty teplé vody na hrdle. I pro něj platí, že v první části je patrný trend, avšak v tomto případě má opačný směr a hodnota průměrné výstupní teploty se snižovala. Od nultého kroku, kdy byla výchozí hodnota teploty 85,609 °C, s každým dalším krokem parametrizace průměrná výstupní teplota klesala až do desátého kroku. V tomto bodě bylo dosaženo minimální hodnoty rovné 82,668 °C. V druhé části grafu, od desátého kroku, došlo opět ke změně chování a průměrná výstupní teplota v posledních třech krocích stoupala až na hodnotu 86,312 °C.



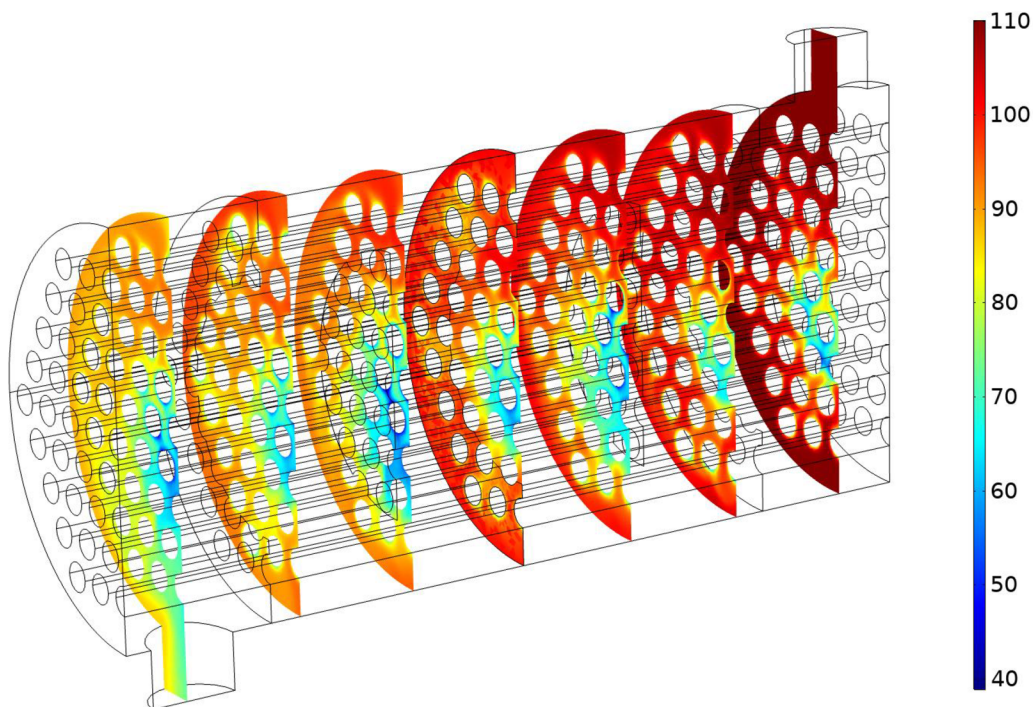
Graf 7.2: Průběh průměrné výstupní teploty teplé vody pro první přístup parametrizace

Teplotní schéma desátého kroku, kdy byly charakteristické průměry rovny $D_1 = 150 \text{ mm}$ a $D_2 = 140 \text{ mm}$, je pro ukázkou vykresleno na obrázku 7.2.

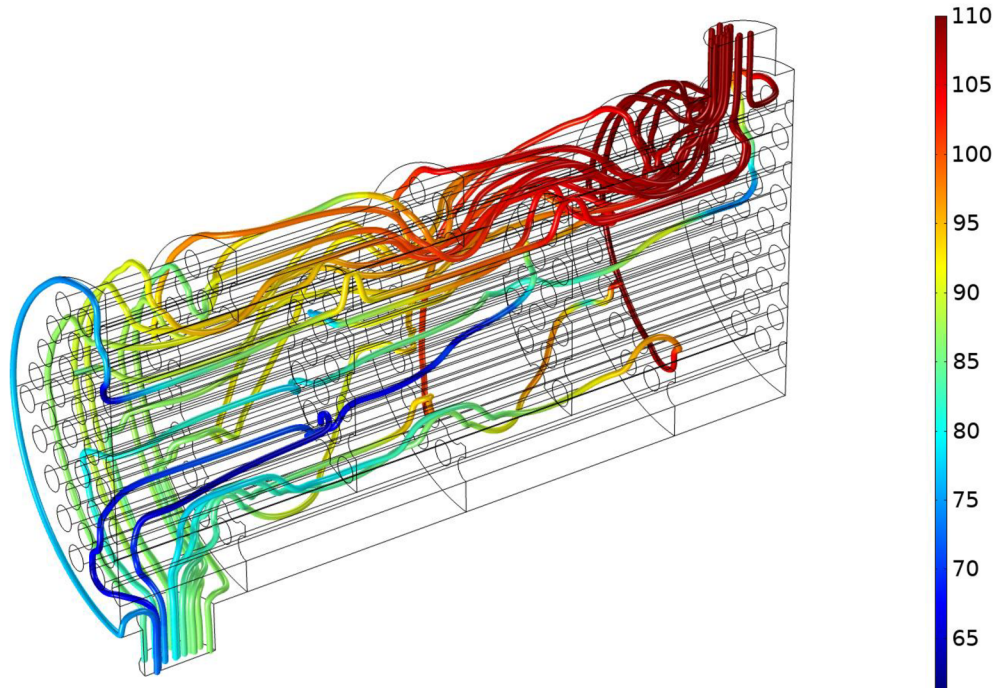


Obrázek 7.2: Teplotní schéma výměníku tepla pro desátý krok parametrizace při průměrech $D_1 = 150 \text{ mm}$ a $D_2 = 140 \text{ mm}$ (legenda ve °C)

Detailnější pohled na teplotní průběh v mezitrubkovém prostoru je zobrazen na obrázcích 7.3 a 7.4. Na prvním z nich je vedeno sedm řezů rovnoběžných s trubkovnicí ukazujících, jak se postupně mění teplota na průřezu celého výměníku. Na druhém obrázku jsou poté vykresleny proudnice ukazující průběh teplot pro vybrané trajektorie proudění.

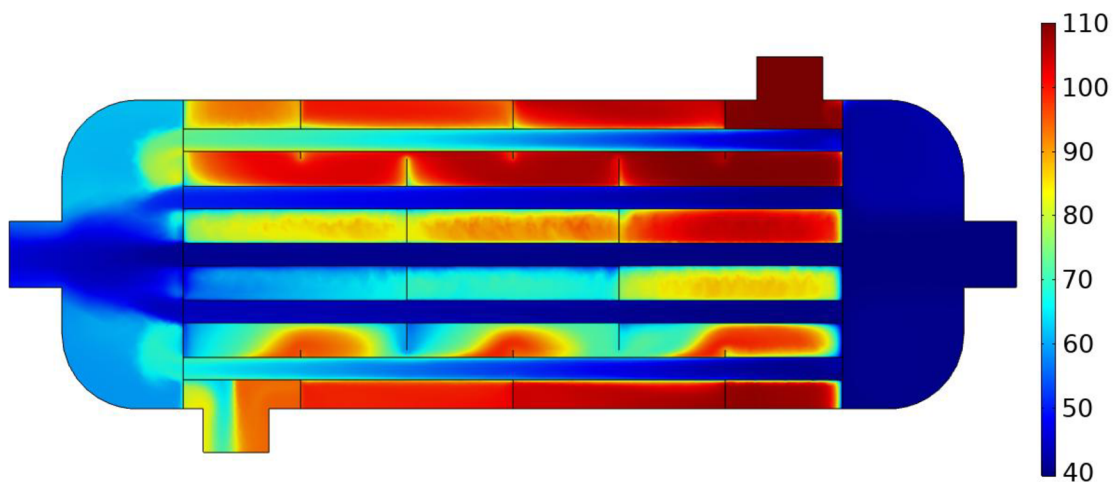


Obrázek 7.3: Znázornění průběhu teplot v mezitrubkovém prostoru výměníku tepla pomocí řezů pro desátý krok parametrizace (legenda ve °C)



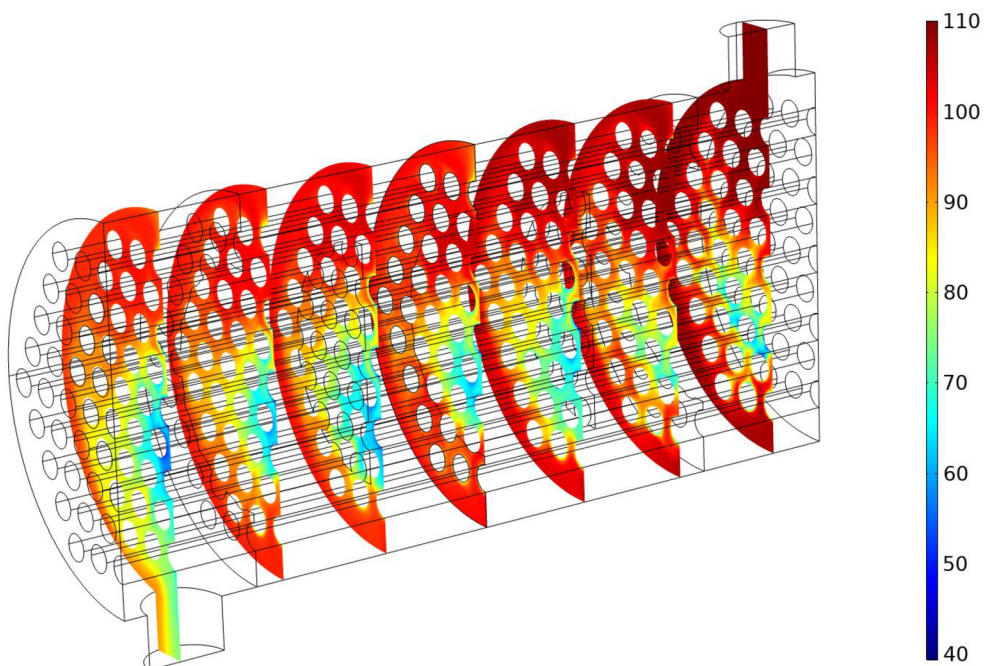
Obrázek 7.4: Vykreslené proudnice ukazující průběh teplot proudění v mezitrubkovém prostoru výměníku tepla pro desátý krok parametrizace (legenda ve °C)

Na obrázku 7.5 je vykresleno teplotní schéma celého výměníku pro poslední krok prvního přístupu parametrizace, kdy si jsou charakteristické průměry přepážek rovny $D_1 = D_2 = 145 \text{ mm}$.



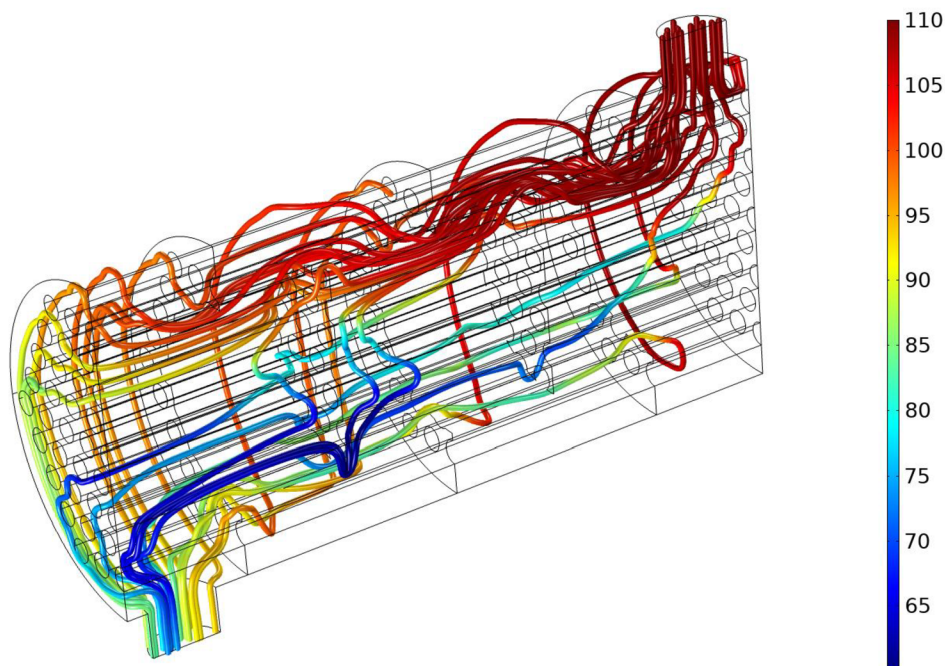
Obrázek 7.5: Teplotní schéma výměníku tepla pro poslední krok parametrizace, případ rovnosti charakteristických průměru přepážek $D_1 = D_2 = 145 \text{ mm}$ (legenda ve °C)

Pomocí sedmi řezů, vedených rovnoběžně s trubkovnicí, jsou na obrázku 7.6 znázorněny teploty v jednotlivých místech mezitrubkového prostoru.



Obrázek 7.6: Znáznornění průběhu teplot v mezitrubkovém prostoru výměníku tepla pomocí řezů pro poslední krok parametrizace (legenda ve °C)

Na obrázku 7.7 jsou dále vykresleny proudnice, které kopírují vybrané trajektorie proudění teplejší vody a udávají představu o jejich teplotním průběhu pro rozdílné trasy proudění.



Obrázek 7.7: Vykreslené proudnice ukazující průběh teplot proudění v mezitrubkovém prostoru výměníku tepla pro poslední krok parametrizace (legenda ve °C)

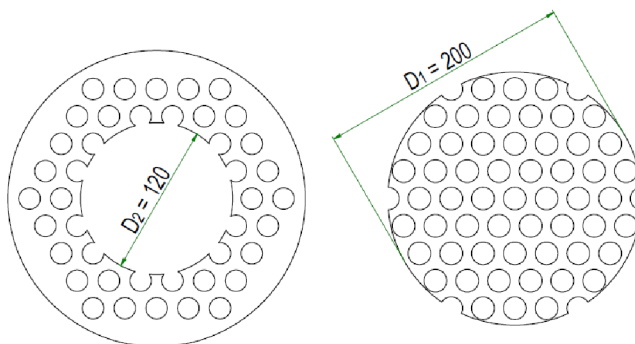
7.2 Druhý přístup parametrické studie

U druhého přístupu bylo zvoleno, že parametrem p_p bude měněn pouze jeden charakteristický průměr. Za ten byl vybrán průměr disku D_1 a tím pádem vnitřní průměr prstence zůstal během všech kroků parametrizace na hodnotě $D_2 = 120 \text{ mm}$. Průměru disku D_1 byl v tomto přístupu zvětšován postupným přičítáním parametru p_p v každém kroku až bylo dosaženo hodnoty průměru $D_1 = 200 \text{ mm}$, tj. znázorněno v tabulce 7.2.

Tato konfigurace geometrie přepážek ($D_1 = 200 \text{ mm}$ a $D_2 = 120 \text{ mm}$), jež je ukázána na obrázku 7.8, byla zvolena záměrně, neboť v práci [8] bylo doporučeno, že pro optimální návrh systému koncentrických přepážek by měl být roven průtočný průřezy mezi diskem a pláštěm výměníku průtočnému průřezů uvnitř prstencové přepážky.

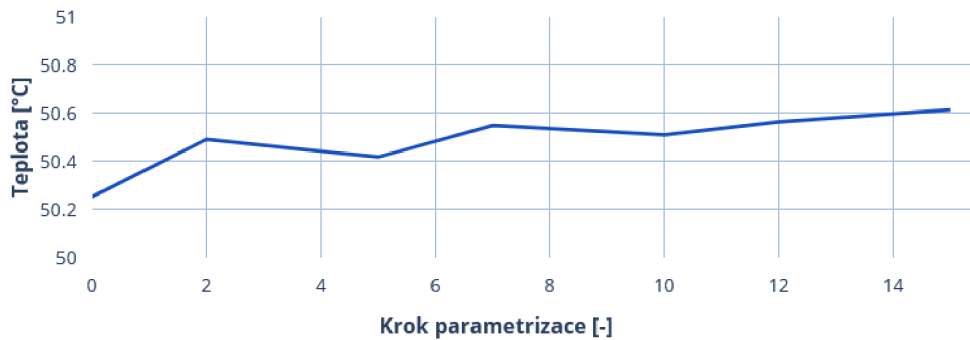
Tabulka 7.2: Změny průměru disku přičítáním parametru pro druhý přístup parametrizaci

Krok	Průměr disku D_1 [mm]	Vnitřní průměr prstence D_2 [mm]
0	170	120
1	172	120
2	174	120
3	176	120
4	178	120
5	180	120
6	182	120
7	184	120
8	186	120
9	188	120
10	190	120
11	192	120
12	194	120
13	196	120
14	198	120
15	200	120



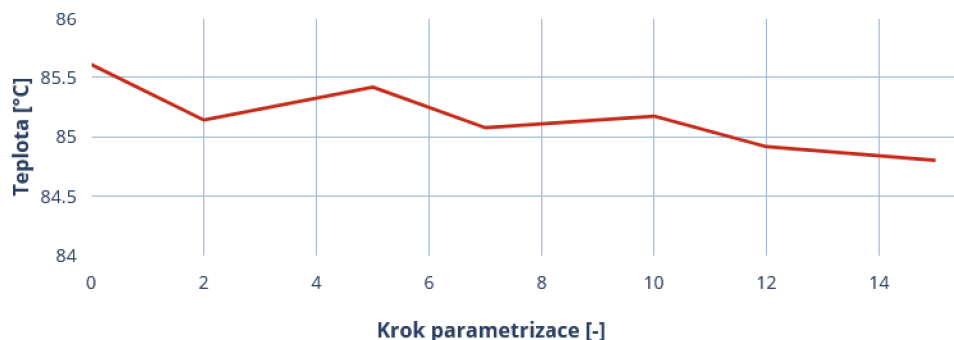
Obrázek 7.8: Ukázka geometrie přepážek pro poslední krok parametrizace

Průběh průměrné výstupní teploty chladné vody pro druhý přístup parametrizace je vykreslen na grafu 7.3. Z toho grafu lze vyčíst, že s v každém kroku rostoucím průměrem disku D_1 měla průměrná teplota na výstupu z hrdla výměníku tepla rostoucí tendenci. Tento trend byl držen během parametrizace až do posledního kroku, kdy byl průměr disku $D_1 = 200 \text{ mm}$ a průměrná výstupní teplota chladné vody klesla na hodnotu $50,61 \text{ } ^\circ\text{C}$.



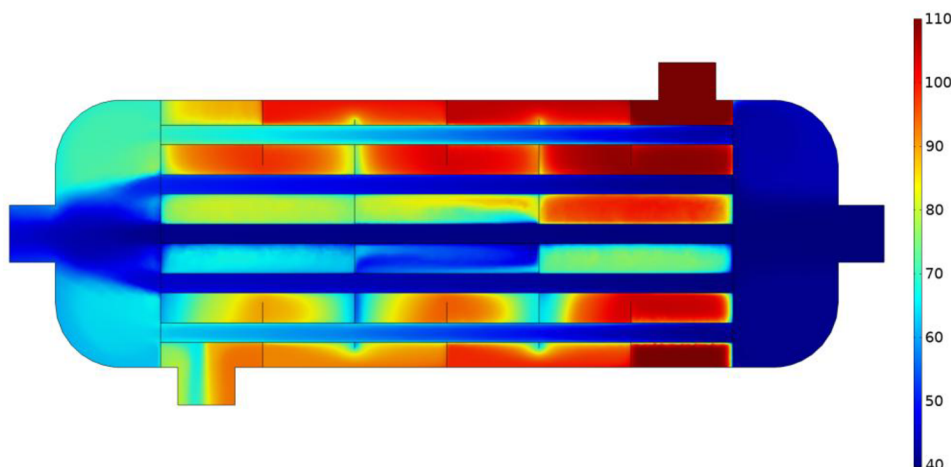
Graf 7.3: Průběh průměrné výstupní teploty chladné vody pro druhý přístup parametrizace

Pro teplou vodu je průběh průměrné výstupní teploty zobrazen na grafu 7.4. Z toho lze vypožorovat, že s rostoucím průměrem disku D_1 během parametrizace průměrná výstupní teplota postupně klesala. Toto bylo dodrženo až do posledního kroku, ve kterém měl disk průměr $D_1 = 200 \text{ mm}$ a průměrná výstupní teplota teplé vody dosáhla hodnoty $84,802 \text{ } ^\circ\text{C}$.



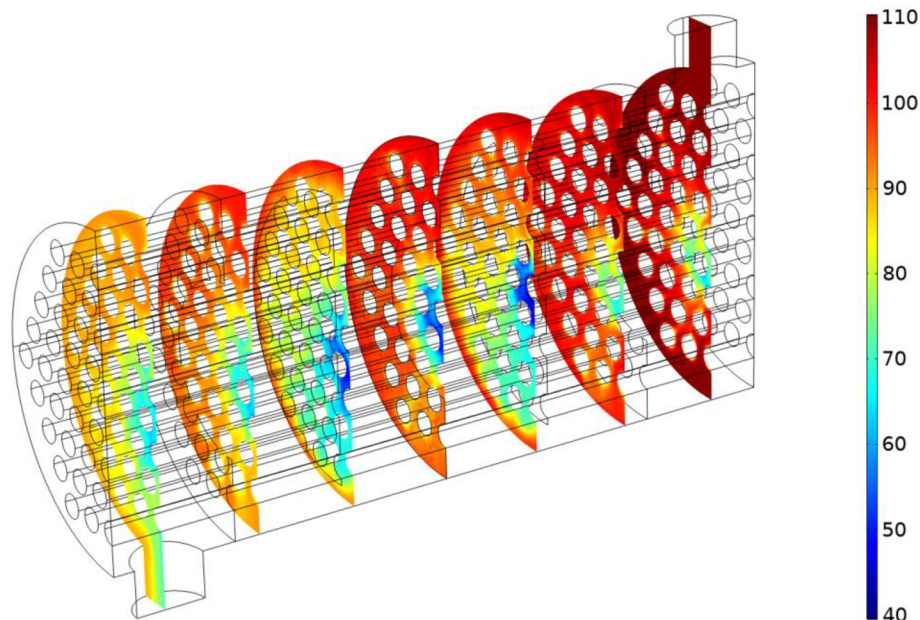
Graf 7.4: Průběh průměrné výstupní teploty teplé vody pro druhý přístup parametrizace

Průběh teplot obou médií proudících ve výměníku pro poslední krok parametrizace, tj. když jsou průměry rovny $D_1 = 200 \text{ mm}$ a $D_2 = 120 \text{ mm}$, je vykreslen na obrázku 7.9.



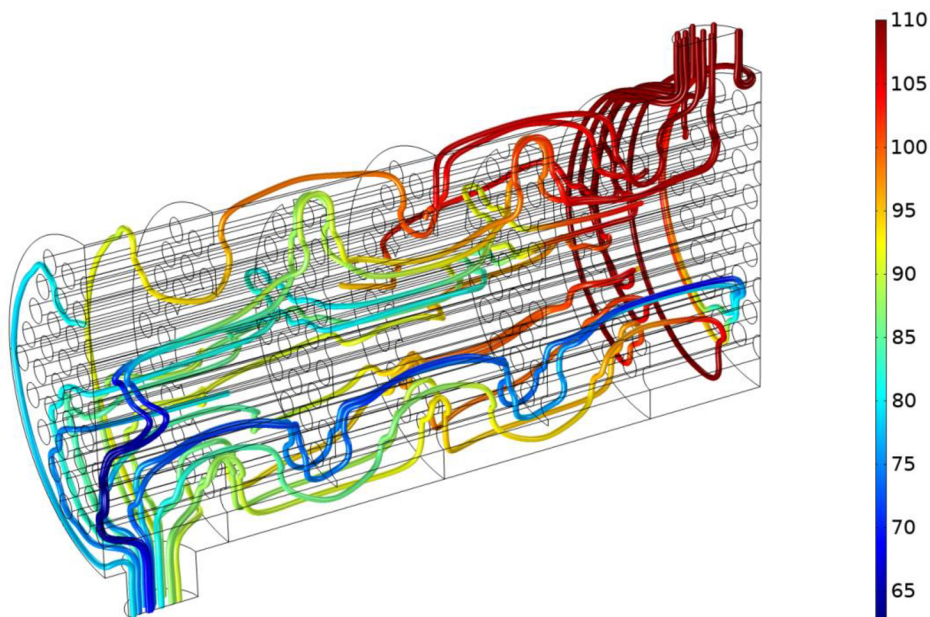
Obrázek 7.9: Teplotní schéma výměníku tepla pro poslední krok parametrizace, případ rovnosti průřezných průřezu v oblasti přepážek, $D_1 = 200 \text{ mm}$ a $D_2 = 145 \text{ mm}$ (legenda ve $^\circ\text{C}$)

Teplotní průběh pouze teplého média v mezitrubkovém prostoru je znázorněn na následujících dvou obrázcích. Na obrázku 7.10 je toho docíleno pomocí sedmi řezů rovnoběžných s trubkovnicí, které ukazují celkové postupné ochlazování při průtoku výměníkem.



Obrázek 7.10: Znázornění průběhu teplot v mezitrubkovém prostoru výměníku tepla pomocí řezů pro poslední krok parametrizace (legenda ve °C)

Na obrázku 7.11 jsou pomocí proudnic vykresleny vybrané trajektorie proudění teplého média. Na těch lze pozorovat, jak se mění průběh teploty pracovního média v důsledku sledování rozdílných tras proudění.



Obrázek 7.11: Vykreslené trubice ukazující průběh teplot proudění v mezitrubkovém prostoru výměníku tepla pro poslední krok parametrizace (legenda ve °C)

7.3 Vyhodnocení parametrické studie

Jak bylo zmíněno na začátku této kapitoly, oba přístupy parametrizace měly totožný startovní bod, v tabulce 7.4 označený jako nultý krok parametrizace. Pro tento bod byl výměník vypočten a vymodelován v předchozích dvou kapitolách. Jeho vstupní parametry jsou pro rekapitulaci zapsány v Tabulce 7.3.

Tabulka 7.3: Vstupní hodnoty obou pracovních médií

Vstupní hodnoty	Hmotnostní tok \dot{M} [kg/s]	Tlak p [MPa]	Teplota t [°C]
Chladná voda	5,6	0,1	40
Teplá voda	2,3	0,2	110

Výstupní hodnoty nultého kroku jsou poté shrnuty v prvním řádku tabulky 7.4. V této tabulce byly porovnány hodnoty určené výpočtem, zapsány v bílých řádcích, s hodnotami získanými pomocí CFD modelu, zapsanými ve světle modrých řádcích.

Tabulka 7.4: Tabulka srovnání hodnot parametrizace pro výpočet a model.

Bílé pole značí hodnoty výpočtu. Světle modré pole značí hodnoty modelu.

	Charakteristické průměry přepážek [mm]		Průměrná výstupní teplota [°C]		Výkon [kW]	Tlakové ztráty v MP [Pa]
	Disku D_1	Prstence D_2	Chladná voda	Teplá voda		
Nultý krok parametrizace	170	120	45,178	97,516	121,2	451,6
	170	120	50,253	85,609	238,2	652
Desátý krok prvního přístupu	150	140	45,728	96,19	134,1	331,2
	150	140	51,349	82,668	265,2	489
Poslední krok prvního přístupu	145	145	44,839	98,337	113,2	257,3
	145	145	50,225	85,873	236,6	235
Poslední krok druhého přístupu	200	120	45,334	97,142	124,8	527,7
	200	120	50,61	84,802	246,3	3326

Při porovnání průměrných výstupních teplot obou médií lze pozorovat rozdíly mezi hodnotami získanými z výpočtů a z modelů. Pro chladnou vodu vycházely průměrné výstupní teploty z modelu přibližně o 5 °C vyšší než teploty vypočtené, kdežto pro teplou vodu vycházely průměrné výstupní teploty nižší a rozdíly se pohybovaly v rozmezí 12 °C až 14 °C. Tyto teplotní rozdíly mezi teoretickými výpočty a modely se poté projeví i ve výkonech,

kteřé vycházely podstatně vyšší pro modelové výměníky. To lze sledovat u nultého kroku parametrizace, ve kterém byla průměrná výstupní teplota chladné vody podle výpočtu 45,152 °C, kdežto z modelu byla odečtena hodnota 50,253 °C. Pro teplou vodu pak dle výpočtu byla průměrná výstupní teplota 97,64 °C, přičemž z modelu vyšla 85,609 °C. Výkon se pak výrazně odlišuje, když z modelu vycházel 238 kW, což činí skoro dvounásobnou hodnotu oproti výpočtu. Tlakové ztráty pro mezitrubkový prostor byly vypočteny na 451,64 Pa, oproti tomu z modelu vyšly tlakové ztráty větší s hodnotou 652 Pa.

První přístup parametrizace, kdy byly měněny oba charakteristické průměry současně, si lze, při zaměření na výkon, znovu rozdělit na dvě části, přičemž dělicím bodem bude desátý krok parametrizace. V první části, od začátku až po desátý krok, probíhal pozitivní trend, jak bylo pozorováno na grafech 7.1 a 7.2. Kde, s rostoucí průměrnou výstupní teplotou chladné vody a klesající průměrnou výstupní teplotou teplé vody, rostl výkon výměníku tepla. V desátém kroku, kdy měly přepážky charakteristické průměry rovny $D_1 = 150 \text{ mm}$ a $D_2 = 140 \text{ mm}$, bylo dosaženo maximální hodnoty výkonu, jež byla výpočtem určena na 134,05 kW a pro model na 265,2 kW. V následujících krocích pak došlo ke změně a opačnému trendu, při kterém výkon výměníku začal klesat. Přesune-li se pozornost z výkonu na tlakové ztráty, lze po celou dobu prvního přístupu sledovat jejich klesající tendenci. Při posledním kroku byly dle výpočtu tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru sníženy na 257,3 Pa, což činí pokles oproti nultému kroku přibližně o 43 %. V případě modelu vyšly tlakové ztráty přibližně stejné velikosti a to sice 235 Pa.

Pro druhý přístup parametrizace platil během celého průběhu jasný trend, který byl patrný z grafů 7.3 a 7.4. S rostoucím průměrem disku D_1 se prodlužovala trasa proudění teplé vody, čímž se zintenzivňoval přestup tepla ve výměníku a tím docházelo ke zvyšování jeho výkonu. Narůst nebyl ovšem tak rapidní jako v první části prvního přístupu a hodnota výkonu byla vypočtena na 124,83 kW, a pro model poté byla určena na 246,26 kW. Rostoucí průměr D_1 , a tím se zužující průtočný průřez mezi diskem a pláštěm výměníku, měl však i negativní efekt. Tím byly zvětšující se tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru. Ty byly při výpočtu navýšeny oproti nultému kroku o necelých 17 % na 527,7 Pa. Z CFD modelu poté vyšly několikanásobně vyšší s velikostí 3326 Pa.

ZÁVĚR

Během této práce byl řešen plášťový trubkový výměník tepla s rovným svazkem trubek a instalovaným systémem koncentrických přepážek.

V úvodu je provedena rešerše ohledně základních rozdílů výměníků s pozdějším zaměřením na trubkové výměníky tepla. Zvláštní kapitola je poté věnována přepážkovým systémům, které jsou nejběžněji používány v praxi.

Ve výpočtové části byl proveden základní návrh výměníku tepla. Rozměry výměníku byly voleny s ohledem na pozdější parametrickou studii tak, aby CFD modelování nebylo výpočetně příliš náročné. Jako pracovní médium v trubkovém i mezitrubkovém prostoru vybrána voda v souproutém uspořádání. Přičemž ohřívání médium (chladná voda) bylo umístěno do trubkového prostoru. Trubkový svazek je složen z 61 měděných trubek o délce 0,5 m. Trubky jsou uloženy v přeskládaném uspořádání s roztečí 25 mm, kde řady trubek tvoří šestiúhelníky se společnou středovou trubkou. Po zjištění výstupních teplot pro obě média byly postupným výpočtem pro trubkový prostor zjištěny tlakové ztráty o hodnotě 364,17 Pa.

Do mezitrubkového prostoru, jenž se nachází v plášti o průměru 0,234 m, byl umístěn systém koncentrických přepážek za účelem zintenzivnění přestupu tepla, avšak za cenu vyšší tlakové ztráty. Prstencové přepážky měly vnitřní průměr 120 mm a diskové přepážky měly průměr 170 mm. Rozteč mezi jednotlivými segmenty systému byla 80 mm. Výstupní teploty obou médií byly určeny pomocí bilančních rovnic. Pro chladnou vodu dosáhla výstupní teplota hodnoty 45,15 °C a pro teplou vodu byla výstupní teplota 97,64 °C. Výpočtem byly zjištěny tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru 451,574 Pa. Výsledný výkon, po určení součinitelů přestupu tepla pro oba prostory, byl roven 121,2 kW.

Následně byl pro navržený výměník nejprve vytvořen 3D model, který byl poté převeden na síťový model pro simulaci proudění obou pracovních médií ve výměníku pomocí CFD. Z CFD modelu vyšly průměrné výstupní teploty v obou případech rozdílné než při výpočtu. U chladné vody se jednalo o hodnotu 50,253 °C, což je větší o 11,3%. Pro teplou vodu byla odečtena průměrná výstupní teplota 85,609 °C, to činí rozdíl 12,2%. Pomocí nově nabytých výstupních teplot byl poté určen výkon výměníku na 238,189 kW. Touto diferencí mezi teoretickým výpočtem a modelem bylo dosaženo závěru, že použitý modelovací přístup není dostatečně přesný pro predikci provozních parametrů výměníku. Pro jeho zpřesnění jsou navrženy úpravy, jako například zvýšení počtu elementů meshu, a tím dosažení jemnější sítě pro výpočet modelu. Další možností pro zpřesnění je namísto ustáleného proudění uvažovat proudění proměnné v čase. Tyto změny se ovšem negativně projeví na náročnosti výpočtu, jak z hlediska výpočtové paměti, tak i z hlediska časového. I přes zmíněnou nedokonalost modelu, mohou z něj být odvozeny možné vylepšení, která budou využitelná pro daný typ výměníků v praxi. Při pohledu na obrázek 6.3 bylo zpozorováno, že pro zintenzivnění přestupu tepla se nabízí mechanické úpravy výměníku. Například ucpání prostřední trubky svazku, jelikož chladná voda jí proudí téměř beze změny teploty.

Poslední část práce je zaměřena na parametrickou studii zabývající se vlivem změn geometrie koncentrických přepážek na tepelný výkon výměníku a tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru. Za charakteristickou geometrii, která byla měněna, byly určeny průměr disku D_1 a vnitřní průměr prstence D_2 . Tato studia byla rozdělena na dva přístupy.

V prvním se pomocí parametru $p_p = 2 \text{ mm}$ měnily oba průměry současně, přičemž od průměru disku byl parametr odečítán a k vnitřnímu průměru prstence přičítán. Konec

parametrizace nastal při rovnosti obou průměrů na hodnotě 145 mm. Významným bodem byl desátý krok parametrizace při průměru disku 150 mm a vnitřním průměru prstence 140 mm. Od počátečního kroku do desátého tepelný výkon výměníku postupně vzrůstal až do tohoto bodu, kdy bylo dosaženo jeho nejvyšší hodnoty. Poté došlo ke zlomu a výkon do posledního kroku parametrizace klesal. Při tomto přístupu parametrizace, kdy s každým krokem parametrizace docházelo ke zmenšování pomyslné plochy vzájemného překrývání přepážek, klesaly postupně tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru. Tyto ztráty dosáhly svého minima pro oba přístupy v posledním kroku prvního přístupu parametrizace, kdy ovšem výkon znatelně poklesl.

V druhém přístupu zůstal vnitřní průměr prstence stejný a průměr disku byl postupně zvětšován. Z grafů bylo vyzorováno, že výkon výměníku postupně rostl napříč celou parametrizací. Avšak se zvětšujícím se průměrem disku se snižoval průtočný průřez mezi diskem a pláštěm výměníku, což mělo za dopad nežádoucí zvýšení tlakových ztrát v mezitrubkovém prostoru. Velikost těchto tlakových ztrát významně rostla s každým krokem druhého přístupu. Porovnájí-li se průběhy poměru výkon-tlakové ztráty pro oba vykonané přístupy, je jednoznačně vidět, že první přístup v první části (do desátého kroku) představuje lepší návrhové varianty pro konstrukční řešení výměníků z hlediska výkonu a tlakových ztrát.

Optimálního nastavení geometrie přepážek, vzhledem k poměru výkonu a tlakových ztrát, bylo získáno konfigurací charakteristických průměrů přepážek $D_1 = 150 \text{ mm}$ a $D_2 = 140 \text{ mm}$, kdy bylo výpočtem dosaženo výkonu 134,1 kW s tlakovými ztrátami v mezitrubkovém prostoru 331,2 Pa. Z modelu byl odečten výkon 265,2 kW s tlakovými ztrátami v mezitrubkovém prostoru 489 Pa.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [2] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 08-247-9787-6.
- [3] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [4] Encyklopedie chemického inženýrství. *Ústav chemického inženýrství*. [online]. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická v Praze, ©2020 [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: <http://www.vscht.cz/uchi/echi/vt/trubkove.htm>.
- [5] Shell & Tube heat exchanger types . *EnggCyclopedia* [online] [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: <https://www.enggcyclopedia.com/2019/05/shell-tube-heat-exchanger-types/>.
- [6] Inside aseptic – thermal treatment product. *GEA*. [online]. Düsseldorf: GEA, ©2020 [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: <https://www.gea.com/ar/expert-knowledge/inside-aseptic/thermal-treatment-product.jsp>.
- [7] Baffles in heat Exchangem. *WebBuserZ Engineering*. [online] ©2020 [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: <http://www.webbusterz.org/baffles-in-heat-exchangers/>.
- [8] SLIPCEVIC, B., Designing Heat Exchangers with Disk and Rings Baffles. *Sulzer Tech. Rev.* 1976, vol. 3, p. 114-120.
- [9] SLIPCEVIC, B., Shell-Side Pressure Drop in Shell and Tube heat Exchangem with disk and rings baffles. *Sulzer Tech. Rev.* 1978, vol. 60, p. 28-30.
- [10] Měděné potrubí. *Fakulta stavební VUT v Brně* [online]. Brno: Fakulta stavební VUT v Brně [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: <https://www.fce.vutbr.cz/TZB/sikula.o/ut/Tab.pdf>.
- [11] PRAJAPATI ,A. Ashish, DADI, J. Mohsin, DESAI, Shivani. Design Methodology of Helical Baffle Heat Exchanger to Improve Thermal Performance. *International Journal of Advance Research in Computer Science and Management* [online]. 2015, vol. 2, issue 7, p. 71-76. [cit. 2020-05-05]. ISSN 2348-4470 Dostupné z https://www.researchgate.net/publication/325723030_Design_Methodology_of_Helical_Baffle_Heat_Exchanger_to_Improve_Thermal_Performance.

- [12] SHINDE, S., & PANCH, M. H. Comparative Thermal Performance Analysis Of Segmental Baffle Heat Exchanger with Continuous Helical Baffle Heat Exchanger using Kern method. *International Journal of Engineering Research and Applications (IJERA)* [online]. 2012, vol. 2(August), issue 4, p 2264–2271. [cit. 2020-05-05]. ISSN 2248-9622. Dostupné z https://www.ijera.com/papers/Vol2_issue4/NW2422642271.pdf.
- [13] CFD – Computational Fluid Dynamics. *Simscale* [online]. Boston: Simscale, ©2020 [cit. 2020-05-05]. Dostupné z: <https://www.simscale.com/docs/content/simwiki/cfd/whatis CFD.html>.
- [14] HÁJEK, J. Aplikace výpočtové dynamiky tekutin v oblasti procesního průmyslu. *Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně: Edice Habilitační a inaugurační spisy* [online]. 2008, svazek 255. [cit. 2020-05-05]. ISSN 1213-418X. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/vutium/spisy?action=ukazka&id=1205&publikace_id=13986.
- [15] AUTODESK. *Autodesk Inventor Professional 2020 Studentská verze* [software]. ©2020 [přístup 2019-12-10]. Dostupné z: <https://www.autodesk.cz/products/inventor/overview>.
- [16] COMSOL, Inc. *COMSOL Multiphysics 5.5* [software]. ©2020 [přístup 2020-03-02].

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a	Vzdálenost mezi sousedícíma trubkami	[m]
A	Teplosměnná plocha	[m ²]
A_q	Teplosměnná plocha pro kolmé proudění na svazek trubek	[m ²]
A_{sd}	Teplosměnná plocha pro proudění kolem disk	[m ²]
A_{sp}	Teplosměnná plocha pro proudění skrze prstenec	[m ²]
a_z	Konstanta	[-]
C	Konstanta pro výpočet odporového koeficientu	[-]
C_c	Konstanta pro Nusseltovo číslo chladné vody	[-]
CFD	Computational fluid dynamics	[-]
c_p	Měrná tepelná kapacita	[J/kg·K]
c_{pc}	Měrná tepelná kapacita chladné vody pro střední hodnoty	[J/kg·K]
c_{ph}	Měrná tepelná kapacita teplé vody pro střední hodnoty	[J/kg·K]
D'	Průměr kružnice procházející osami krajních trubek svazku	[m]
d_1	Vnitřní průměr trubky	[m]
D_1	Průměr disku	[m]
d_2	Vnější průměr trubky	[m]
D_2	Vnitřní průměr prstence	[m]
d_{en}	Průměr vepsané kružnice pro n-tou řadu trubek	[m]
d_{e3}	Průměr vepsané kružnice pro třetí řadu trubek	[m]
D_i	Vnitřní průměr pláště	[m]
d_{hq_n}	Referenční průměr pro kolmé proudění na n-tou řadu trubek	[m]
d_{hq3}	Referenční průměr pro kolmé proudění na třetí řadu trubek	[m]
d_{hSd}	Hydraulický průměr pro proudění kolem disku	[m]
d_{hzSd}	Ztrátový Hydraulický průměr pro proudění kolem disku	[m]
d_{hSp}	Hydraulický průměr pro proudění skrze prstenec	[m]
d_{hzSp}	Ztrátový Hydraulický průměr pro proudění skrze prstenec	[m]
D_{Hr}	Vnitřní průměr hrdla	[m]
d_{un}	Průměr opsané kružnice pro n-tou řadu trubek	[m]
d_{u3}	Průměr opsané kružnice pro třetí řadu trubek	[m]
i	Entalpie	[kJ/kg]
i_c	Entalpie chladné vody pro střední hodnoty	[kJ/kg]
i_{cin}	Entalpie chladné vody na vstupu	[kJ/kg]
i_{cout}	Entalpie chladné vody na výstupu	[kJ/kg]
i_h	Entalpie teplé vody pro střední hodnoty	[kJ/kg]
i_{hin}	Entalpie teplé vody na vstupu	[kJ/kg]
i_{hout}	Entalpie teplé vody na výstupu	[kJ/kg]
k	Součinitel prostupu tepla	[W/m ² ·K]
K	Konstanta závisící na uspořádání trubek	[m]
k_a	Absolutní drsnost stěny trubky	[m]
k_r	Relativní drsnost stěny trubky	[m]
k_t	Vůle mezi krajní trubkou a pláštěm	[m]
l	Charakteristický rozměr	[m]
L_E	Délka koncové zóny	[m]
L_P	Rozteč mezi přepážkami	[m]
l_t	Délka trubek	[m]
m_c	Konstanta pro Nusseltovo číslo chladné vody	[m]
M_c	Hmotnostní průtok chladné vody	[kg/s]
M_h	Hmotnostní průtok teplé vody	[kg/s]
MP	Mezitrubkový prostor	[-]

n	Označení n-té řady trubek	[-]
n_c	Konstanta pro Nusseltovo číslo chladné vody	[-]
n_{CH}	Počet chodů trubek	[-]
N_D	Počet trubek procházejících skrze disk	[-]
n_p	Počet přepážek	[-]
n_t	Počet trubek ve svazku	[-]
n_{tn}	Návrhový počet trubek	[-]
N_{Dout}	Počet trubek v průtočném průřezu kolem disku	[-]
N_q	Počet uvažovaných trubek pro kolmé proudění	[-]
N_{qn}	Počet uvažovaných trubek pro kolmé proudění na n-tou řadu trubek	[-]
N_{Pin}	Počet trubek uvnitř průtočného průřezu prstence	[-]
Nu_c	Nusseltovo číslo pro chladnou vodu	[-]
Nu_{qn}	Nusseltovo číslo pro kolmé proudění na n-tou řadu trubek	[-]
Nu_{Sd}	Nusseltovo číslo pro proudění kolem disku	[-]
Nu_{Sp}	Nusseltovo číslo pro skrze prsteneč	[-]
p_p	Parametr pro změnu přepážek	[mm]
p_{cin}	Tlak chladné vody na vstupu	[Pa]
p_{cout}	Tlak chladné vody na výstupu	[Pa]
p_{cst}	Střední hodnota tlaku chladné vody	[Pa]
p_{hin}	Tlak teplé vody na vstupu	[Pa]
p_{hout}	Tlak teplé vody na výstupu	[Pa]
p_{hst}	Střední hodnota tlaku teplé vody	[Pa]
Pr_c	Prandtlovo číslo pro chladnou vodu	[-]
Pr_h	Prandtlovo číslo pro teplou vodu	[-]
Q_b	Návrhový výkon	[W]
Re_B	Reynoldsovo číslo pro ztráty kolmým prouděním mezi přepážkami	[-]
Re_c	Reynoldsovo číslo pro chladnou vodu	[-]
Re_E	Reynoldsovo číslo pro kolmé proudění v koncových zónách	[-]
Re_k	Kontrolní Reynoldsovo číslo	[-]
Re_{qn}	Reynoldsovo číslo pro kolmé proudění na n-tou řadu trubek	[-]
Re_{Sd}	Reynoldsovo číslo pro proudění kolem disku	[-]
Re_{zSd}	Reynoldsovo číslo pro proudění kolem disku pro ztráty	[-]
Re_{Sp}	Reynoldsovo číslo pro proudění skrze prsteneč	[-]
Re_{Sp}	Reynoldsovo číslo pro proudění skrze prsteneč pro ztráty	[-]
t_{cin}	Teploty chladné vody na vstupu	[°C]
t_{cout}	Teploty chladné vody na výstupu	[°C]
t_{cst}	Střední teploty chladné vody	[°C]
t_{hin}	Teploty teplé vody na vstupu	[°C]
t_{hout}	Teploty teplé vody na výstupu	[°C]
t_{hst}	Střední teplota teplé vody	[°C]
t_t	Rozteč trubek	[m]
S	Plocha	[m ²]
S_d	Průtočný průřez mezi diskem a pláštěm	[m ²]
S_{Bn}	Průtočný průřez n-té řady trubek mezi přepážkami	[m ²]
S_{B3}	Průtočný průřez třetí řady trubek mezi přepážkami	[m ²]
S_{En}	Průtočný průřez n-té řady trubek v koncových zónách	[m ²]
S_{E1}	Průtočný průřez první řady trubek v koncových zónách	[m ²]
S_{E2}	Průtočný průřez druhé řady trubek v koncových zónách	[m ²]
S_{E3}	Průtočný průřez třetí řady trubek v koncových zónách	[m ²]
S_{E4}	Průtočný průřez čtvrté řady trubek v koncových zónách	[m ²]
$S_{B,T}$	Imaginární průtočná plocha pro turbulentní proudění mezi přepážkami	[m ²]

$S_{B,L}$	Imaginární průtočná plocha pro laminární proudění mezi přepážkami	$[m^2]$
$S_{E,T}$	Imaginární průtočná plocha pro turbulentní proudění v koncových zónách	$[m^2]$
$S_{E,L}$	Imaginární průtočná plocha pro laminární proudění v koncových zónách	$[m^2]$
S_{Hr}	Průtočný průřez hrdla	$[m^2]$
S_{in}	Výhřevná plocha na vnitřní straně trubek	$[m^2]$
S_p	Průtočný průřez uvnitř prstence	$[m^2]$
S_{pp}	Skutečný průtočný průřez pro proudění trubkami	$[m^2]$
V_c	Objemový průtok chladné vody	$[m^3/s]$
w_B	Rychlost proudění mezi přepážkami	$[m/s]$
w_c	Rychlost proudění chladné vody v trubkách	$[m/s]$
w_{cn}	Návrhová rychlost proudění chladné vody v trubkách	$[m/s]$
w_E	Rychlost kolmého proudění v koncových zónách	$[m/s]$
w_{Hr}	Rychlost proudění skrze hrdla	$[m/s]$
w_q	Rychlost proudění kolmo na svazek trubek	$[m/s]$
w_{sd}	Rychlost proudění kolem disku	$[m/s]$
w_{sp}	Rychlost proudění skrze prstenec	$[m/s]$
x_9	Substituční faktor	$[-]$
x_{10}	Substituční faktor	$[-]$
z_1	Součinitel	$[-]$
z_2	Korekční faktor	$[-]$
α_1	Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru	$[W/m^2 \cdot K]$
α_2	Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru	$[W/m^2 \cdot K]$
α_q	Součinitel přestupu tepla pro proudění kolmo ke svazku	$[W/m^2 \cdot K]$
α_{qn}	Dílčí součinitel přestupu tepla pro kolmé proudění pro n-tou řadu trubek	$[W/m^2 \cdot K]$
α_{q3}	Součinitel přestupu tepla pro kolmé proudění na třetí řadu	$[W/m^2 \cdot K]$
α_{sd}	Součinitel přestupu tepla pro proudění kolem disku	$[W/m^2 \cdot K]$
α_{sp}	Součinitel přestupu tepla pro proudění skrze prstenec	$[W/m^2 \cdot K]$
δ_p	Tloušťka stěny přepážky	$[m]$
δ_{pl}	Tloušťka stěny pláště	$[m]$
δ_t	Tloušťka stěny trubky	$[m]$
Δp_1	Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	$[Pa]$
Δp_2	Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru	$[Pa]$
Δp_B	Tlakové ztráty kolmým prouděním mezi přepážkami	$[Pa]$
Δp_E	Tlakové ztráty kolmým prouděním v koncových zónách	$[Pa]$
Δp_{Hr}	Tlakové ztráty v hrdlech na vstupu a výstupu	$[Pa]$
Δp_{Hr1}	Tlakové ztráty hrdla na vstupu	$[Pa]$
Δp_{Hr2}	Tlakové ztráty hrdla na výstupu	$[Pa]$
Δp_{ml}	Tlakové ztráty místní v trubkovém prostoru	$[Pa]$
Δp_{sd}	Tlakové ztráty průtokem kolem disku	$[Pa]$
Δp_{sp}	Tlakové ztráty průtokem skrze prstenec	$[Pa]$
Δp_{tl}	Tlakové ztráty třením v trubkovém prostoru	$[Pa]$
Δt	Teplotní spád	$[^\circ C]$
η_c	Dynamická viskozita pro chladnou vodu	$[kg/m \cdot s]$
η_{cs}	Dynamická viskozita pro chladnou vodu u stěny trubky	$[kg/m \cdot s]$
η_h	Dynamická viskozita pro teplou vodu	$[kg/m \cdot s]$
λ_{l1}	Ztrátový součinitel	$[-]$
λ_c	Součinitel tepelné vodivosti pro chladnou vodu	$[W/m \cdot K]$
λ_{Cu}	Součinitel tepelné vodivosti pro měď	$[W/m \cdot K]$
λ_h	Součinitel tepelné vodivosti pro teplou vodu	$[W/m \cdot K]$

μ	Koeficient zaplnění trubkovice trubkami	[-]
ξ_{11}	Ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek	[-]
ξ_{12}	Ztrátový součinitel místního odporu pro ohyb proudu v komoře	[-]
ξ_B	Odporový koeficient proudění mezi přepážkami	[-]
ξ_E	Odporový koeficient proudění v koncových zónách	[-]
ξ_{Sd}	Odporový koeficient proudění kolem disku	[-]
ξ_{Sp}	Odporový koeficient proudění skrze prstenc	[-]
ρ_c	Hustota chladné vody pro střední hodnoty	[kg/m ³]
ρ_h	Hustota teplé vody pro střední hodnoty	[kg/m ³]
ν_c	Kinematická viskozita pro chladnou vodu	[m ² /s]
ν_h	Kinematická viskozita pro teplou vodu	[m ² /s]

SEZNAM PŘÍLOH

- [1] Výkresová dokumentace výměníku tepla