



Diplomová práce

Trubkový výměník tepla pro procesní aplikace

Studijní program:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Josef Kubálek

Vedoucí práce:

doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.

Katedra energetických zařízení

Liberec 2023



Zadání diplomové práce

Trubkový výměník tepla pro procesní aplikace

<i>Jméno a příjmení:</i>	Bc. Josef Kubálek
<i>Osobní číslo:</i>	S20000227
<i>Studijní program:</i>	N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení
<i>Zadávající katedra:</i>	Katedra energetických zařízení
<i>Akademický rok:</i>	2021/2022

Zásady pro vypracování:

Zásady pro vypracování: Předmětem práce je kompletní návrh trubkového výměníku tepla / ohříváku (typ „Shell & Tube“) pro použití procesním inženýrství. Návrh výměníku bude zahrnovat tepelný, hydraulický a pevnostní výpočet, studii konstrukčních řešení, 3D model výměníku a 2D výkres sestavy navrženého výměníku.

Pokyny pro vypracování:

1. Zpracujte krátkou rešerši o trubkových výměnících tepla a jejich tepelných, hydraulických a pevnostních výpočtech
2. Sestavte na základě technických požadavků na zařízení tabulku zadávacích (vstupních) parametrů pro návrh výměníku
3. Provedte studii možných konstrukčních řešení výměníku, vyberte předpokládané nejvhodnější konstrukční řešení.
4. S použitím vhodných sw nástrojů provedte tepelný, hydraulický a pevnostní výpočet výměníku. Průběžně kontrolujte výstupní parametry výpočtu. Při nevyhovujících výstupních parametrech změňte vstupní parametry, případně se vraťte k bodu 3 a pozměňte konstrukční řešení výměníku.
5. Vytvořte 3D model výměníku a z něj 2D výkres sestavy výměníku.
6. Vypracujte závěrečný popis navrženého výměníku a zhodnoťte provozní možnosti a omezení.

<i>Rozsah grafických prací:</i>	3D model výměníku, 2D výkres sestavy výměníku
<i>Rozsah pracovní zprávy:</i>	60 listů
<i>Forma zpracování práce:</i>	tištěná/elektronická
<i>Jazyk práce:</i>	Čeština

Seznam odborné literatury:

- JIROUŠ, František. *Aplikovaný přenos tepla a hmoty*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2010. ISBN 978-80-01-04514-5.
- ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. Vyd. 3. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02933-6.
- KAKAÇ, S., A. E. BERGLES a F. MAYINGER. *Heat exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design*. Auckland: distribution outside the U.S., McGraw-Hill International Book Co., c1981. *VDI heat atlas*. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 3540778764.
- KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Boca Raton: CRC Press, [2013]. ISBN 9781439842126.
- SERRANO-LÓPEZ, R., J. FRADERA a S. CUESTA-LÓPEZ. Molten salts database for energy applications. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. November 2013, **2013**(73), 87-102. ISSN 0255-2701.

Vedoucí práce: doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.
Katedra energetických zařízení

Datum zadání práce: 1. listopadu 2021
Předpokládaný termín odevzdání: 30. dubna 2023

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat rodině a blízkým za podporu při studiu a všem, kteří mi pomáhali při vzniku této práce, především vedoucí mé práce doc. Ing. Petře Dančové, Ph.D. za odborné vedení a dále konzultantovi Ing. Ondřeji Burianovi za cenné rady a připomínky při tvorbě práce.

Anotace

Diplomová práce se zabývá výměníky tepla, především trubkovým výměníkem pro procesní aplikace a jeho celkovým tepelným, hydraulickým, pevnostním výpočtem a konstrukčním návrhem. Médii výměníku je vodní pára a tekutá sůl s průmyslovým označením Hitec. Jako výpočetní nástroj byl použit software Python a jako konstrukční software Autocad Inventor.

Klíčová slova: výměníky tepla, Hitec, trubkový výměník, sdílení tepla, tepelné výpočty, tlaková ztráta

Annotation

Diploma thesis deals with heat exchangers, especially with shell and tube heat exchangers for processing applications and its overall thermal, hydraulic, strength calculation and construction design. The heat exchanger medium is water steam and liquid salt with industrial indication Hitec. The Python software was used as a computing tool and Autocad Inventor was used as modelling software.

Klíčová slova: heat exchangers, Hitec, shell and tube heat exchanger, heat exchange, heat calculations, pressure drop

Obsah

Seznam použitých značek a indexů.....	9
Úvod.....	17
1 Výměníky tepla	18
1.1 Rozdělení výměníků tepla	18
1.1.1 Dle principu.....	18
1.1.2 Rozdělení dle typu konstrukce	20
1.2 Média v tepelných výměnících.....	22
1.3 Trubkové výměníky.....	23
1.3.1 Trubka v trubce	23
1.3.2 Výměníky se systémem trubek v plášti a přepážkami	24
1.3.3 Rozdělení výměníků typu Shell and tube.....	25
1.3.4 Přepážky ve výměnících tepla.....	27
1.4 Tepelné výpočty	28
1.5 Hydraulické výpočty.....	34
1.5.1 Tlakové ztráty.....	35
1.6 Pevnostní výpočty.....	37
1.6.1 Torosférické dno zatížené vnitřním přetlakem.....	38
1.6.2 Hladká válcová skořepina zatížena vnějším přetlakem.....	39
1.6.3 Trubkovnice	39
2 Koncepční návrh	44
2.1 Hitec.....	44
3 Návrh konstrukčního řešení	46
3.1 Výběr řešení.....	48
4 Výpočtová část výměníku	50
4.1 Tepelný výpočet	51
4.1.1 Horký proud	52
4.1.2 Studený proud	55
4.1.3 Návrh trubek pro výměník	58
4.1.4 Součinitel prostupu tepla.....	60
4.1.5 Výsledné parametry výměníku.....	61
4.1.6 Schéma trubkovnice	61
4.2 Výpočty a návrh hrdel	62
4.2.1 Hrdlo pro vstup páry	62
4.2.2 Hrdlo pro odvod kondenzátu.....	63

4.2.3	Hrdlo pro vstup soli.....	64
4.2.4	Hrdlo pro sůl na výstupu	64
4.3	Hydraulický výpočet.....	65
4.3.1	Tlakové ztráty v plášti	65
4.3.2	Tlaková ztráta v trubkách.....	65
4.4	Pevnostní výpočet.....	65
4.4.1	Klenutá dna nádob.....	66
4.4.2	Pevnost pláště pro sůl	68
4.4.3	Pevnostní výpočet trubkovnice	70
4.4.4	Pevnostní výpočet hrdla pro přírubu DN65 PN40	74
4.4.5	Pevnostní výpočet hrdla pro přírubu DN50 PN40	76
4.4.6	Pevnostní výpočet hrdla pro přírubu DN65 PN6	78
5	Výměník tepla	81
5.1	Technický popis.....	83
5.2	Diskuze výsledků.....	84
	Závěr.....	86
	Zdroje	88
	Seznam příloh.....	92

Seznam použitých značek a indexů

Kapitola 1 – Výměníky tepla

\dot{Q}	(W)	Tepelný tok
S	(m^2)	Plocha
α	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	Součinitel přestupu tepla
α_o	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	Součinitel přestupu tepla vnější strana
α_i	($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	Součinitel přestupu tepla vnitřní strana
t_s	($^{\circ}C$)	Teplota stěny
t_k	($^{\circ}C$)	Teplota kapaliny
l	(m)	Charakteristický rozměr
λ	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	Součinitel tepelné vodivosti
ε_b	($-$)	Emisivita
ε	($-$)	Efektivnost
k	($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)	Součinitel prostupu tepla
W_{min}	(m^2)	Minimální průřez
p	(Pa)	Tlak
h	(m)	Výška
ρ	($kg \cdot m^{-3}$)	Hustota
g	($m \cdot s^{-2}$)	Gravitační zrychlení
c	($m \cdot s^{-1}$)	Rychlost
ν	($m \cdot s^{-2}$)	Kinematická viskozita

γ	(K^{-1})	Teplotní objemová roztažnost
r	(m)	Poloměr
r_1	(m)	Vnitřní poloměr potrubí
r_2	(m)	Vnější průměr potrubí
L	(m)	Délka
T	(K)	Termodynamická teplota
a	$m^2 \cdot s^{-1}$	Teplotní vodivost
f	$(-)$	Fanningův součinitel tření
ξ	$(-)$	Tvarový součinitel
Re	$(-)$	Reynoldsovo číslo
Nu	$(-)$	Nusseltovo číslo
Gr	$(-)$	Grashofovo číslo
Pr	$(-)$	Prandtlovo číslo
δ	(m)	Tloušťka stěny
σ_{sb}	$(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4})$	Stefan-Boltzmannova konstanta
ΔT_{ln}	$(^{\circ}C)$	Střední logaritmický teplotní spád
T	(K)	Termodynamická teplota
Q	(J)	Teplo
e_z	(J)	Ztrátová energie
P_t	(Pa)	Třecí ztráty v tlak. tvaru

P_m	(Pa)	Místní tlak. ztráty
D	(m)	Průměr potrubí

Pevnostní výpočty, kapitola 1.6 a 4.4

Označení použitých symbolů dle literatury: [15], [16], [17], [18]

Kapitola 2 – Koncepční návrh

$t_{p,in}$	(°C)	Vstupní teplota páry
$t_{p,out}$	(°C)	Výstupní teplota páry
p_p	(Pa)	Pracovní tlak páry
$t_{s,in}$	(°C)	Vstupní teplota soli
$t_{s,out}$	(°C)	Výstupní teplota soli
p_s	(Pa)	Pracovní tlak soli
t_t	(°C)	Teplota tání
t_d	(°C)	Teplota degradace
μ	(Pa · s)	Dynamická viskozita
q_{av}	(W · m ⁻²)	Průměrný tepelný tok
q_c	(W · m ⁻²)	Tepelný tok stěnou
Re	(–)	Reynoldsovo číslo
Pr	(–)	Prandtlovo číslo
Nu	(–)	Nusseltovo číslo

Kapitola 4 – Výpočtová část výměníku

ΔT_{ln}	(°C)	Logaritmický teplotní spád
T	(K)	Termodynamická teplota

F_t	(-)	Korekční faktor
P_f	(-)	Teplotní efektivita
R	(-)	Poměr míry tepelné kapacity
$LMTD_x$	(°C)	Upravený logaritmický teplotní spád
cp	$(J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1})$	Měrná tepelná kapacita
ρ	$(kg \cdot m^{-3})$	Hustota
vis_{dyn}	$(Pa \cdot s)$	Dynamická viskozita
λ	$(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	Součinitel tepelné vodivosti
h	(J)	Entalpie
vis_{kin}	$(m^2 \cdot s^{-1})$	Kinematická viskozita
a	$(m^2 \cdot s^{-1})$	Součinitel tepelné vodivosti
P	(W)	Výkon
V	$(m^3 \cdot s^{-1})$	Objemový tok
v	$(m \cdot s^{-1})$	Rychlost
$tube_N$	(-)	Počet trubek
$tube_{Area}$	(m^2)	Průřez potrubí
Re	(-)	Reynoldsovo číslo
Pr	(-)	Prandtlovo číslo
$tube_{OD}$	(m)	Průměr trubky
t	(°C)	Teplota

α	$(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	Součinitel přestupu tepla
\dot{m}	$(kg \cdot s^{-1})$	Hmotnostní tok
D_e	(m)	Ekvivalentní průměr skořepinové plochy
S	(m^2)	Průřez
B	(m)	Rozměr přepážek
$D_{s,min}$	(m)	Minimální průměr svazku
$tube_{p2}$	(m)	Rozteč
e	(m)	Velikost mezer mezi trubkami
A	(m^2)	Průtočná plocha
G	$(kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2})$	Průtočná hmotnostní rychlost
μ	$(Pa \cdot s)$	Dynamická viskozita
μ_b	$(Pa \cdot s)$	Dynamická viskozita pro výstupní teplotu
λ_{nerez}	$(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	Tepelná vodivost
$tube_T$	(m)	Tloušťka trubky
$tube_P$	(m)	Rozteč trubek
$tube_A$	$(^\circ)$	Úhel trubek
N_b	$(-)$	Počet přepážek
k	$(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	Součinitel prostupu tepla
$boundle_A$	(m^2)	Teplosměnná plocha
$tube_L$	(m)	Délka trubky

f_{shell}	(-)	Třecí součinitel
Δp_s	(Pa)	Tlaková ztráta v plášti
N_p	(-)	Počet chodů výměníku
$darcy_p$	(-)	Darcyho součinitel tření
Δp_t	(Pa)	Tlaková ztráta v trubkách

Kapitola 5 – Výměník tepla

L_v	(mm)	Délka výměníku
H_v	(mm)	Průměr výměníku
P	(MW)	Výkon výměníku
R_v	(mm)	Vnější průměr víka
$t_{s,in}$	(°C)	Vstupní teplota soli
$t_{s,out}$	(°C)	Výstupní teplota soli
$t_{p,in}$	(°C)	Vstupní teplota páry
$t_{p,out}$	(°C)	Výstupní teplota páry
p_p	(Pa)	Pracovní tlak páry
p_s	(Pa)	Pracovní tlak soli
\dot{m}_p	(kg · s ⁻¹)	Hmotnostní tok páry
\dot{m}_s	(kg · s ⁻¹)	Hmotnostní tok soli
n_h	(-)	Počet hrdel
$H1$	(-)	Vstupní hrdlo páry

$H2$	(-)	Výstupní hrdlo kondenzátu
$H3$	(-)	Vstupní hrdlo soli
$H4$	(-)	Výstupní hrdlo soli
N_{tubes}	(-)	Počet trubek
$boundle_A$	m^2	Teplosměnná plocha
N_b	(-)	Počet přepážek
α_s	$(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	Součinitel přestupu tepla pro sůl
α_p	$(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$	Součinitel přestupu tepla kond. páry
k	$(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$	Součinitel prostupu tepla
$delta_{ps}$	(Pa)	Tlaková ztráta v trubkách
$delta_{pt}$	(Pa)	Tlaková ztráta v plášti

Indexy

1	médium 1
2	médium 2
1, in	médium 1 na vstupu
1, out	médium 1 na výstupu
2, in	médium 2 na vstupu
2, out	médium 2 na výstupu
skut	skutečné
max	maximální

<i>f</i>	třecí
<i>w</i>	wall (stěna)
<i>h</i>	horké médium
<i>c</i>	studené médium
<i>in</i>	dovnitř
<i>out</i>	ven
<i>p</i>	pára
<i>av</i>	průměrné (average)
<i>syt</i>	sytá
<i>k</i>	kapalina
<i>kond</i>	kondenzát
<i>o</i>	venkovní strana trubky
<i>s</i>	sůl (Hitec)

Úvod

S tepelnými výměníky se lze setkat jak v každodenním životě, tak v různých průmyslových odvětvích. Nejčastěji probíhá výměna tepla mezi dvěma proudícími médii oddělenými pevnou stěnou. Výměníky tepla se dají rozdělit několika způsoby. Dle typu proudění, konstrukčního řešení, účelu využití, teplotních médií a dalších. Tato diplomová práce se zabývá především výměníky trubkovými.

Cílem diplomové práce je zvolení vhodného návrhu řešení tepelného výměníku pro zadané parametry, kde se provede ve výpočetním programu výpočet tepelný, hydraulický a pevnostní. Z tepelného výpočtu získáme teplosměnnou plochu a její rozměry. V hydraulické části výpočtu zjistíme tlakové ztráty v každé části výměníku. V pevnostní části se kontrolují pevnosti a bezpečnosti vybrané konstrukce. Díky zpracování skriptu bude v průběhu výpočtu možnost v softwaru měnit nastavené parametry a výsledné rozměry či hodnoty. Po vypočtení všech nezbytných hodnot se navrhne konečný tepelný výměník, pro který se udělají výkresy a zhodnotí se výsledný návrh.

1 Výměníky tepla

Výměníky tepla jsou tepelná zařízení, která realizují přenos tepla mezi dvěma látkami. Základními procesy pro přenos tepla ve výměnících jsou konvekce, kondukce a radiace.

Konvekce je závislá na pohybu médií a na charakteru proudění. Při turbulentním proudění dochází k intenzivnějšímu přestupu tepla než při laminárním. Dále záleží, zda je konvekce volná, způsobena rozdílnými hustotami, anebo nucená vyvolána uměle. Kondukce neboli vedení tepla je přenos tepla látkami, které jsou v přímém styku pomocí difúze. A v poslední řadě radiace, kde se uplatňuje přenos sáláním. Není zde žádný kontakt mezi médii a často se tento faktor zanedbává, pokud není rozdíl teplot povrchů extrémně vysoký.

Tepelné výměníky jsou velice rozšířené a využívají se ve většině průmyslových odvětví, ale i běžně v budovách jako například ústřední topení nebo lednice a další spotřebiče vyžadující ohřev nebo jiný tepelný proces. V závislosti na jejich konstrukčním uspořádání se liší jejich účel pro různé podmínky a kritéria pro dané využití. Používají se pro chlazení, ohřev, sušení, kondenzaci a vypařování, případně pro využití odpadního tepla. Dělit je můžeme dle smyslu proudění látek, tvaru teplosměnné plochy, fázových změn látek, konstrukce zařízení a jeho účelu. Návrh tepelného výměníku obsahuje jak tepelné a hydraulické, tak i pevnostní výpočty. Pro každý typ výměníku se tyto postupy liší.

1.1 Rozdělení výměníků tepla

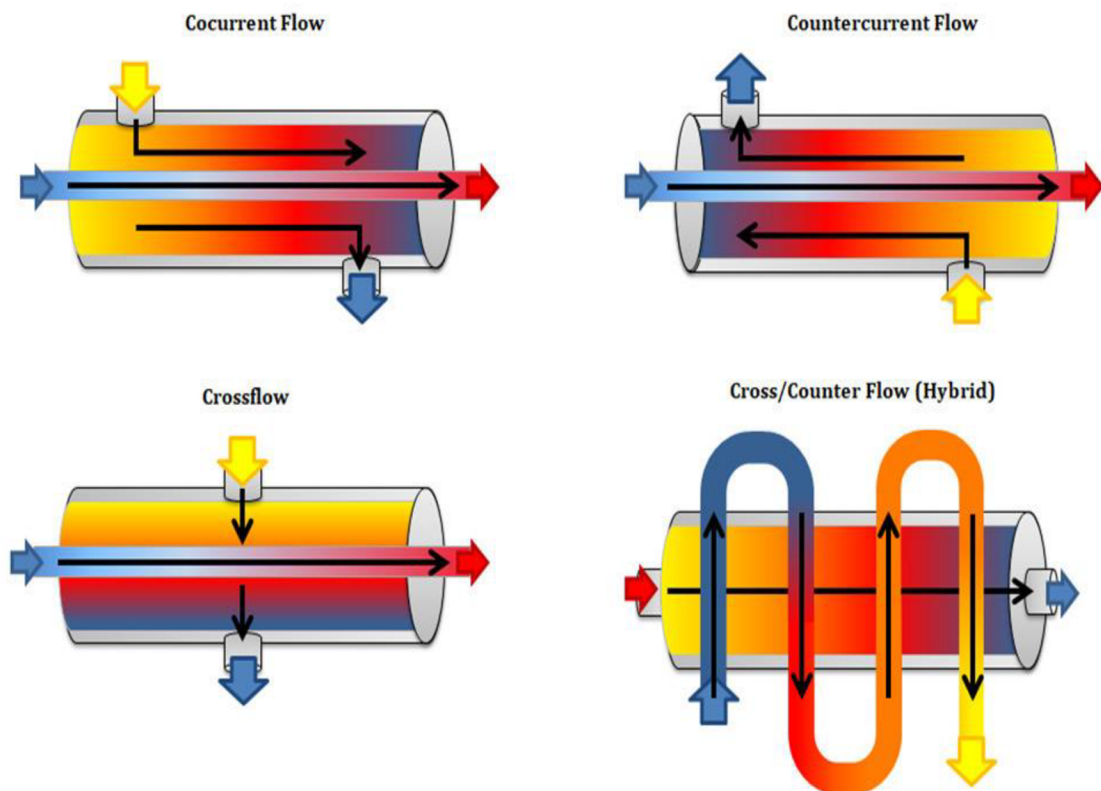
1.1.1 Dle principu

Výměníky můžeme rozdělit dle různých parametrů nebo charakteristik na:

Rekuperační výměníky

Jsou nejvíce využívaným typem výměníků tepla. Fungují na principu, kdy jsou média oddělena tzv. teplosměnnou plochou, která brání jejich přímému kontaktu, a skrze tuto plochu probíhá prostup tepla. Tato plocha může mít různé tvary, ať už se jedná o desky, trubky a jejich svazky, kanály atd. Rekuperační výměníky se využívají v celé řadě oborů lidské činnosti. Nejčastěji pak v energetice, chemickém a zpracovatelském průmyslu a chladicí technice. Jejich výhodou je, že se dají používat různé druhy látek a nedochází ke kontaminaci v případě použití nebezpečných sloučenin. Tuto skupinu výměníků můžeme dále rozdělit dle způsobu proudění médií výměníkem. [1]

- a) **souproude** – obě média proudící výměníkem mají stejný směr a jejich vektor rychlosti je stejně orientovaný, viz Obr. 1 v levém horním rohu
- b) **protiproude** – látky ve výměníku jsou vůči sobě rovnoběžné, ale orientované proti sobě, viz Obr. 1 v pravém horním rohu
- c) **křížové** – proudění látek ve výměníku je mimobežné, ale v kolmém průmětu spolu svírají pravý úhel, viz Obr. 1 v levém dolním rohu
- d) **kombinované** – další kombinace jiných proudění nebo kombinace předchozích druhů proudění, viz Obr 1 v pravém dolním rohu



Obr. 1 – Typy proudění ve výměnicích tepla [6]

Regenerační výměníky

Tyto výměníky fungují na principu akumulace tepla. Přenos tepla zde zprostředkovává další látka, která nejprve ukládá teplo ve svoji vnitřní energii od teplejšího média. Poté se v jiném místě a čase akumulátor přivede do kontaktu s jiným, chladnějším médiem, kterému svou energii předává a tím ho otepluje. Tento proces se opakuje neustále za sebou

ve vymezeném prostoru, kde se bohužel nedá zabránit částečnému promíchání médií mezi sebou. Teplosměnná plocha zde musí mít velkou jak plochu pro sdílení tepla, tak tepelnou kapacitu. Nejčastěji se tyto výměníky používají jako přehříváky spalovacího vzduchu v kotlích tepelných elektráren. Tento specifický typ výměníků není předmětem této diplomové práce a nebude zde dále řešen.

Směšovací výměníky

V tomto druhu výměníků dochází ke směšování obou médií, tudíž zde není žádná teplosměnná plocha pro přenos a obě látky dávají dohromady (homogenní) směs. Využívají se například pro parní ohříváče vody, chladičí věže elektráren apod. [2] Tento typ výměníků není předmětem této práce a nebude zde dále řešen.

Kontaktní

Jedná se o speciální typ výměníku, kde je pravidlem, že každé z médií je rozdílné fáze (kapalná a pevná atd.) a po jejich vzájemném styku a tepelné výměně se od sebe znovu oddělí. Plocha styku je tedy závislá na jednom z médií zúčastněných v tomto procesu (pevná fáze). Jako u regeneračních a směšovacích výměníků, tento typ výměníků zde dále nebude řešen.

1.1.2 Rozdělení dle typu konstrukce

Nejčastějšími konstrukcemi výměníků tepla jsou bubnové, deskové, trubkové, svazkové, šroubové, hadové, žebrové apod. Obecně chceme, aby výměník měl, pokud možno, co nejmenší rozměry a hmotnost, malé tlakové ztráty a vysokou spolehlivost v provozu. [3]

Dle typu konstrukce z hlediska plochy ohřevu můžeme výměníky dělit na několik typů. Obecně je dělíme na tři základní typy:

Trubkové výměníky

Trubkové výměníky jsou složeny z trubek různých tvarů a složení do trubkovic, které jsou teplosměnnou plochou pro přestup tepla. Nejčastěji mají trubky kruhového průřezu. Můžeme je rozdělit na:

- Trubka v trubce

Může být buď samostatná trubka v trubce nebo trubkovnice složená z několika trubek. Jedná se o konstrukčně nejjednodušší řešení, které se široce využívá například v chemickém, potravinářském, papírenském a odpadním průmyslu.

- Trubkové v plášti (Shell and tube)
- Trubkové s vinutými trubkami
- S plovoucí hlavou

Trubkovými výměníky se bude přímo zabývat diplomová práce a bude podrobněji popsán v následujících kapitolách.

Deskové výměníky

Teplosměnná plocha je u deskových výměníků složena z typizovaných profilovaných desek, které bývají velmi tenké, kovové a opatřené těsněním. V každé z desek jsou malé prolisy pro průtok látek. Média jsou od sebe v těsné blízkosti, díky kanálkům bezprostředně blízko u sebe. Obecně mají deskové výměníky díky tenkým stěnám malý tepelný odpor. Prostor mezi jednotlivými deskami bývá utěsněn izolacemi z pryže, silikonu či dalších materiálů. Deskové výměníky mají větší tlakové ztráty než trubkové. Jejich výroba je však díky typizovaným deskám rychlá a levná oproti trubkovým výměníkům. Jsou tak vhodné pro menší výkony. Určitým problémem je také zanášení mezideskových prostorů.

Další typy výměníků tepla

Mezi další typy výměníků, které se využívají pro speciální aplikace a případy, jsou například s křížovým proudem, pájené, koaxiální nebo například radiální. Výměníky bez teplosměnných ploch nazýváme výměníky směšovací, které se používají především k úpravě teploty páry u parních kotlů.

Tepelné výměníky můžeme rozdělit dále dle účelu použití např. podle [3].

- chladiče – médium, které se v nich ochlazuje, nemění svou fázi při snižování teploty a slouží k ochlazení zájmového média chladícím médiem (např. chladicí vodou nebo chladivou)
- ohříváky – ohřívané médium v nich zvyšuje svou teplotu bez změny fáze, slouží k ohřevu zájmového média topným médiem např. topnou parou či topnou vodou
- kondenzátory – teplejší médium ve fázi páry kondenzuje na kapalnou fázi
- výparníky a odparky – kapalně médium se při ohřevu mění v páru
- přehříváky a mezipřehříváky – slouží ke zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry, často bývají nazývány přihříváky
- sušárny – snižují vlhkost látky v pevné fázi přísunem tepla

- termické odplyňovačky vody – parní, ohřevem vody k bodu varu dochází k vylučování pohlcených plynů
- topná tělesa ústředního vytápění – otopné médium se využívá pro ohřev okolního vzduchu
- odparky

1.2 Média v tepelných výměnících

Média v tepelných výměnících se volí dle různých faktorů a průmyslového použití. Záleží především na velikosti výměníku, pracovní teplotě, tlaku a spoustě dalších parametrech. Ideální požadavky na médium jsou následující:

- velká měrná tepelná kapacita
- vysoký součinitel tepelné vodivosti
- nízké tlakové ztráty
- nízká viskozita
- vhodnost fázové změny (var, kondenzace)
- bezpečnost a zdravotní nezávadnost
- nízká cena [3]

Nejpoužívanějšími médii jsou voda a sytá vodní pára, jelikož splňují nejlépe body uvedené výše. Avšak žádné médium se nedá využít úplně na všechny konstrukční problémy. Například u vody je třeba dbát na dostatečný tlak, aby nedocházelo k varu a zabránilo se vzniku páry.

Pro přenos tepla při vysokých teplotách zhruba do 900 °C se používají tekuté kovy, které mají vysokou tepelnou kapacitu i tepelnou vodivost, ale musíme hlídat jejich teplotu, aby nedošlo ke ztuhnutí v zařízení nebo jejich smísení s vodou. Dalšími rozšířenými médii jsou vzduch, spaliny či jiné plyny. Jelikož nemají tak skvělé vlastnosti při přenosu tepla, kompenzují se většími objemovými průtoky a většími výhřevnými plochami. [3]

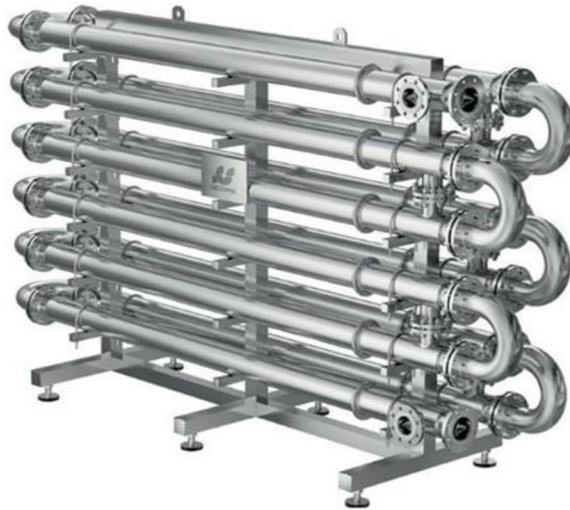
Dále se používají různé druhy olejů, tekutých solí atd., které mají speciální vlastnosti oproti běžně používaným médiím a nelze je použít pro dané podmínky a požadavky na výměník například v chemickém průmyslu.

1.3 Trubkové výměníky

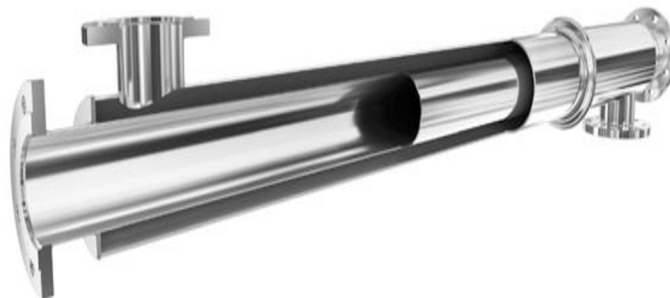
Trubkové výměníky tepla jsou konstrukčně jednodušší a díky tomu velmi využívané především v potravinářském (nápoje, mléko, čokoláda, med atd.) a chemickém průmyslu. Jelikož se diplomová práce bude zabývat těmito výměníky, budou v této kapitole rozebrány detailněji.

1.3.1 Trubka v trubce

Nejméně složité základní uspořádání trubkových výměníků je typ výměníku trubka v trubce. Trubky jsou jedna v druhé soustředně umístěny. Díky konstrukční jednoduchosti daného výměníku je možné při poškození nějaké části trubky jednoduše vyměnit, jelikož mohou být i rozebíratelné a dělí se na segmenty, viz Obr. 3. Nerozebíratelné se svařují na pevně a používají se především pro větší tlaky v potrubí. Jejich využití je především pokud se pracuje s látkami o velké viskozitě nebo ve kterých se vyskytuje znečištění, především čističky odpadních vod, papírenství, chemický a potravinářský průmysl.



Obr. 2 – Trubkový výměník [5]



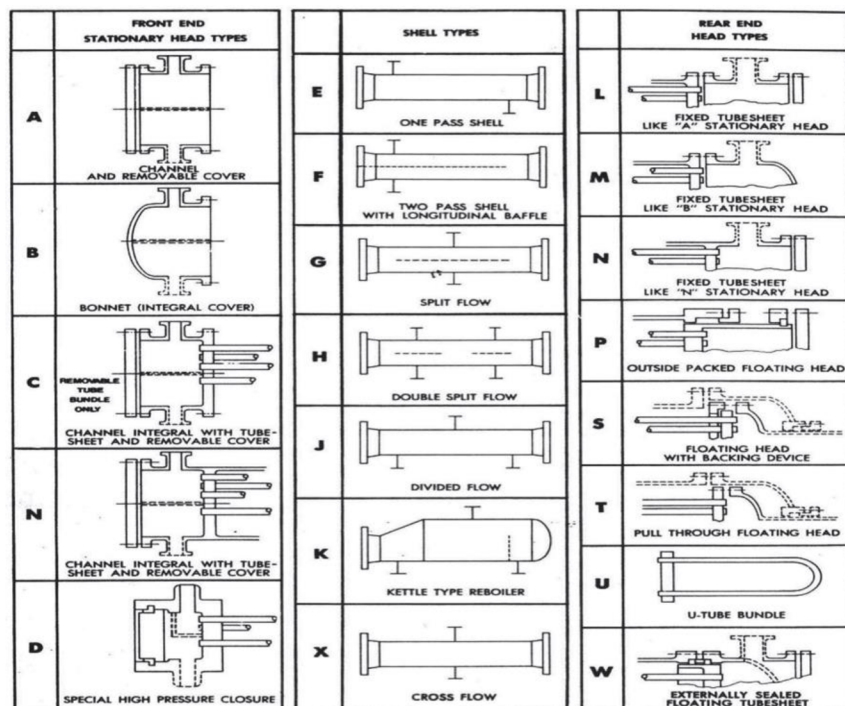
Obr. 3 – Trubkový segment [5]

1.3.2 Výměníky se systémem trubek v plášti a přepážkami

Výměníky se svazkem trubek v plášti (shell and tube) využívající systém přepážek jsou jedním z nejvíce využívaných typů trubkových výměníků především pro procesní aplikace. Jejich výhodou je velká variabilita poměrů velikostí výhřevné plochy ku jejich objemu. Skládají se z velkého svazku trubek v řádu desítek až tisíců trubek, které jsou základní plochou pro přenos tepla mezi médiem proudícím skrz trubky v trubkovnici a médiem proudícím prostorem, ve kterém je trubkovnice uložena. Pokud dojde k poškození trubkovnice, jiné části výměníku nebo k zanesení, tak možnost vyčistit či vyměnit určitou část není složitý proces. Tento typ výměníků má širokou oblast teplotního a tlakového použití.

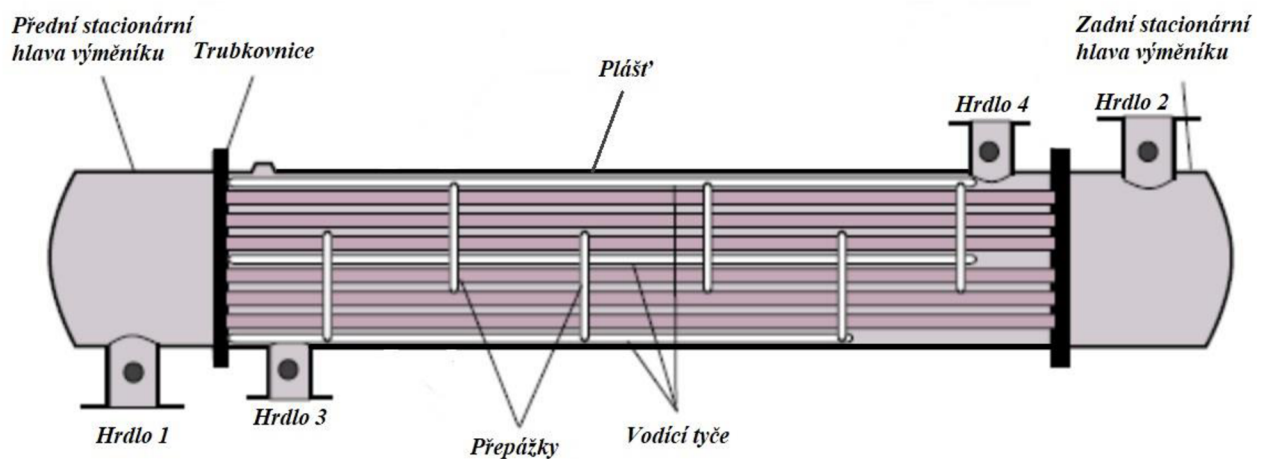
Výměník se skládá z pláště a svazků trubek umístěných v plášti. Svazek může být buď s U trubkami, nebo s plovoucí hlavou pro dilataci trubek. Dále je jeho součástí komora (hlava výměníku), kde se uzavírá trubkový prostor. V komoře jsou umístěny přepážky, které usměrňují tok média a dělí od sebe proudy jednotlivých chodů.

Pro dělení výměníků se využívá mezinárodní normy TEMA, kde jsou na Obr. 4 rozděleny jednotlivé části výměníku začínající v levém sloupci první komorou, v prostředním sloupci způsobem rozdělení toku média a ve sloupci pravém komorou druhou nebo jiným zakončením. Každý sloupec je označen písmeny, ze kterých následně vznikne pojmenování výměníku, které obsahuje 3 písmena.



Obr. 4 – TEMA [20]

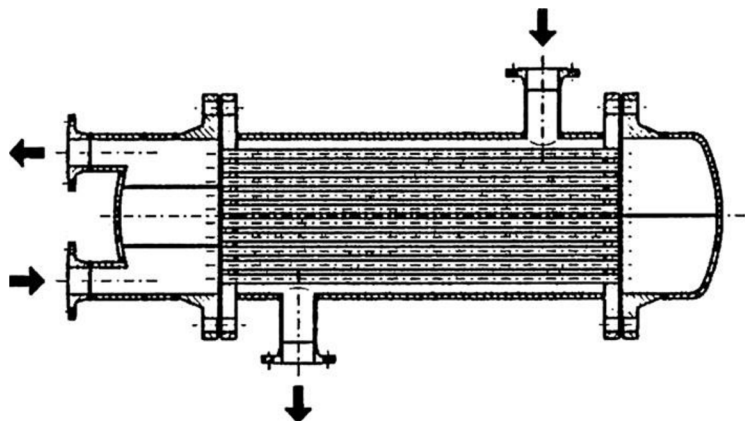
Příkladem výměníku shell and tube může být Obr. 5. Skládá se standartně z několika hlavních a doplňkových částí. Přední stacionární hlava, kde přes Hrdlo 1 vstupuje první médium do trubek trubkovnice a vystupuje zadní stacionární hlavou Hrdlem 2. Trubky trubkovnice jsou zakryty pláštěm, kde probíhá tepelná výměna mezi prvním a druhým médiem. Do pláště vstupuje Hrdlem 3 druhé médium, které poté vystupuje Hrdlem 4. Dle Obr. 4 jsou toto hlavní části výměníku, které je možno měnit dle potřeby. Za doplňkové části můžeme považovat vodící tyče a přepážky na zintenzivnění přestupu tepla. Přepážky se volí v závislosti na požadovaném provedení výměníku a jeho parametrech. Na Obr. 5 jsou přepážky umístěny vertikálně.



Obr. 5 – Schéma výměníku shell and tube [26]

1.3.3 Rozdělení výměníků typu Shell and tube

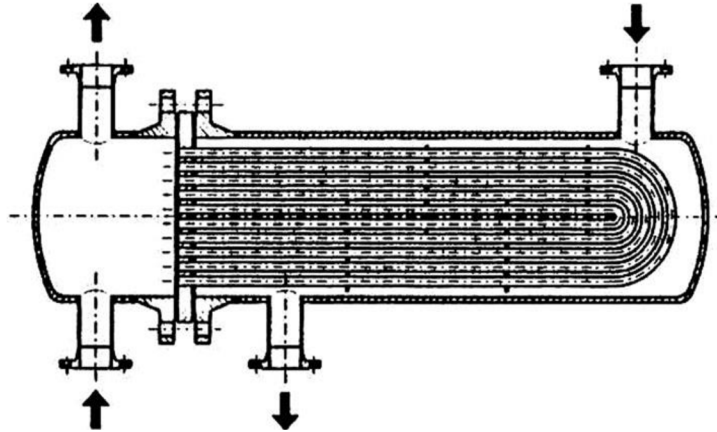
S dvěma fixovanými trubkovnicemi



Obr. 6 – Výměník s fixovanými trubkovnicemi [4]

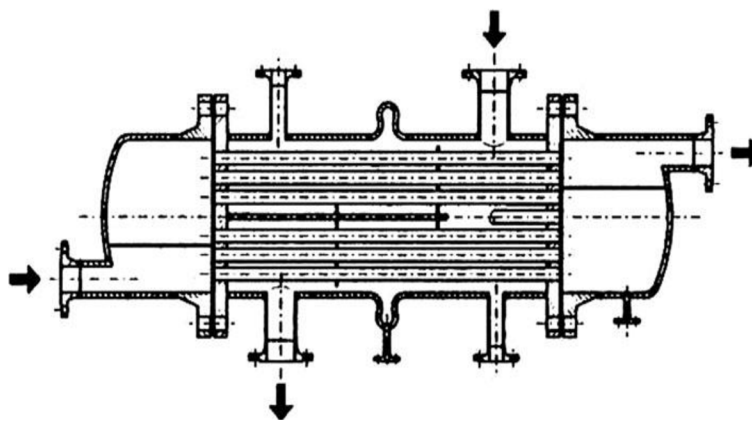
- médium vtéká i vytéká stejnou stranou (hlavou), přičemž je výměník rozdělen přepážkou na dvě části

U trubkový výměník



Obr. 7 – Výměník s U trubkami [4]

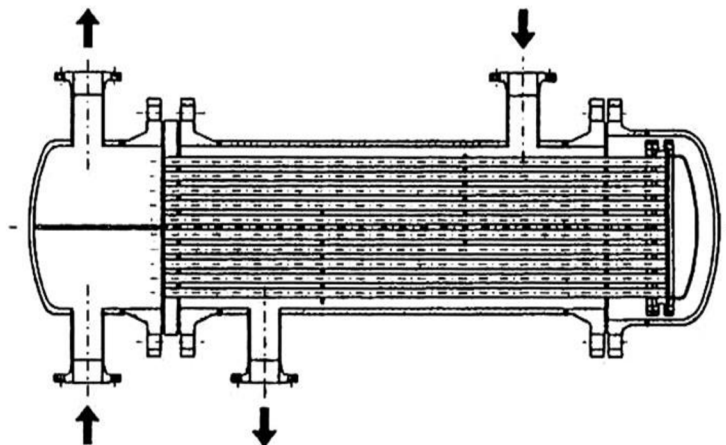
S expanzním kloubem



Obr. 8 – Výměník s expanzním kloubem [4]

- výměník má expanzní kloub, kde při teplotním rozpínání kompenzuje napětí v plášti a natahuje se

S plovoucí hlavou



Obr. 9 – Výměník s plovoucí hlavou [4]

- plovoucí hlava řeší problém s teplotní dilatací trubek, který se kompenzuje uložením hlavy

Spirálové

Spirálové výměníky se využívají především pro média s vysokou viskozitou, dělají se v provedení jak trubkovém, tak i jako plech zamotaný do spirály a výměník má velký průměr, ale malou výšku.

Do všech předchozích druhů trubkových výměníků se mohou přidat na trubky žebra k zintenzivnění přenosu tepla. Dalšími méně častými typy mohou být například spalinový radiační výměník nebo koaxiální výměník tepla.

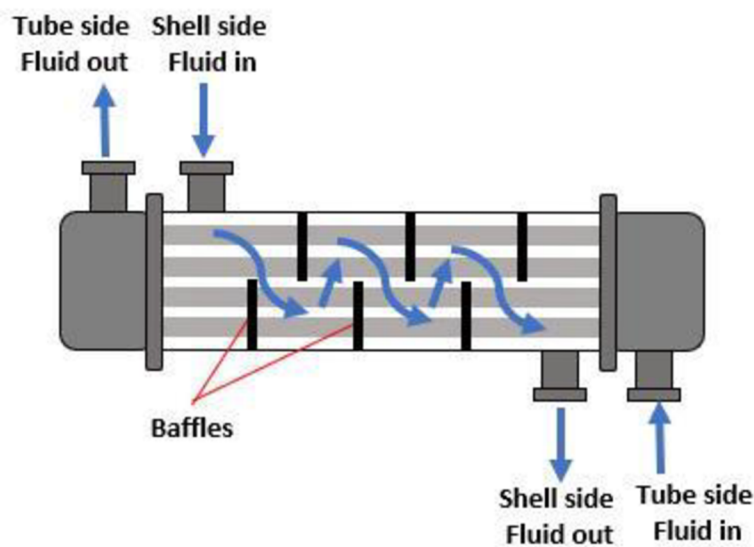
1.3.4 Přepážky ve výměnících tepla

Přepážky jsou zde z důvodu velkého pláště výměníku, díky kterému je nízká rychlost proudění a turbulentní proudění pracovní látky. Z důvodu navýšení součinitele přestupu tepla jsou zde systematicky umístěny přepážky v trubkovém systému. Díky většímu součiniteli přestupu tepla dochází k intenzifikaci přenosu tepla a lepší účinnosti. Přepážky mohou být konstrukčně rozlišné jak umístěním ve výměníku tvarem, náklonem apod. Na Obr. 10 je segmentový přepážkový systém po procesní výměníky.



Obr. 10 – Přepážky ve výměnících tepla [8]

Na Obr. 11 můžeme vidět, jak přepážky mění směr proudění a ovlivňují tak rychlost proudění chladícího nebo ohřívaného média. Přepážky mají i funkci podpory trubek proti chvění a ohýbání, na úkor vyšších tlakových ztrát.



Obr. 11 – Proudění skrze přepážky [9]

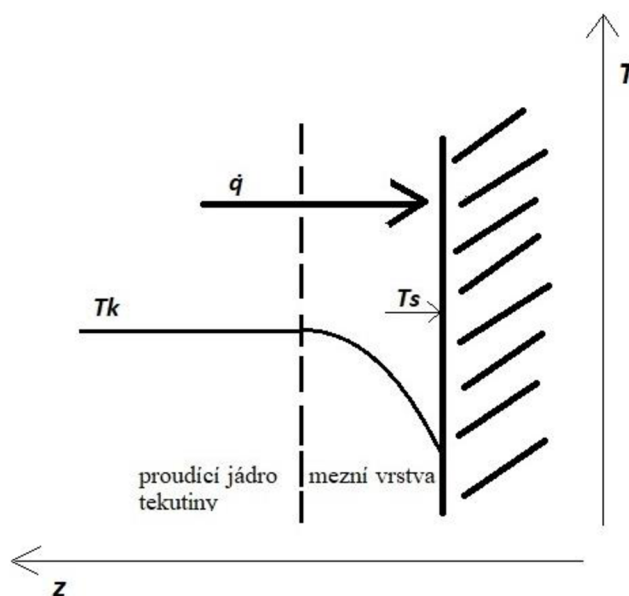
1.4 Tepelné výpočty

V tepelných výpočtech se řeší tepelný přenos, při kterém probíhá energetická výměna mezi médii prostřednictvím teplosměnné plochy za podmínky rozdílných teplot médií dle druhého zákona termodynamiky. Přenos tepla ve výměnících se uskutečňuje třemi základními mechanismy, a to konvekcí, kondukcí a radiací.

Konvekce (proudění) – Newtonův zákon o přestupu tepla

$$d\dot{Q} = dS \cdot \alpha \cdot (t_k - t_s) \quad (1.4)$$

Konvekce je jednou z metod výměny tepla mezi dvěma tělesy o rozdílné teplotě. Aby mohlo docházet ke konvekci, je třeba relativního pohybu média vůči povrchu nebo opačně. Nejčastějším případem v praxi je proudění tekutiny je mezi povrchem tuhého tělesa a tekutinou viz Obr. 12. Konvekci dále dělíme na volnou a nucenou. Volná neboli přirozená konvekce vzniká za podmínky rozdílných hustot molekul v tekutinách. Záleží tedy na ploše, kde se uskutečňuje konvekce a na gradientu hustoty. Nucená konvekce je podmíněna vlivem vnějšího působení. Příkladem může být vítr, turbína, ventilátor apod. Pro její výpočet je třeba znát mnoho faktorů jako jsou fyzikální vlastnosti látek, geometrické uspořádání kanálu, rychlosti proudění a teplotu kapaliny.



Obr. 12 – Průběh konvekce

Součinitel přestupu tepla

Je jednou z nejdůležitějších veličin při výpočtu přestupu tepla konvekcí. Není to tabulková hodnota, jelikož se jedná o složitý mechanismus. V tomto případě se využívá podobnostních čísel, jež jsou podobnostní kritéria pro určitý děj. Nusseltovo číslo vyjadřuje termokinetickou podobnost pro přenos tepla kondukcí a konvekcí v termokinetické mezní vrstvě.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (1.5)$$

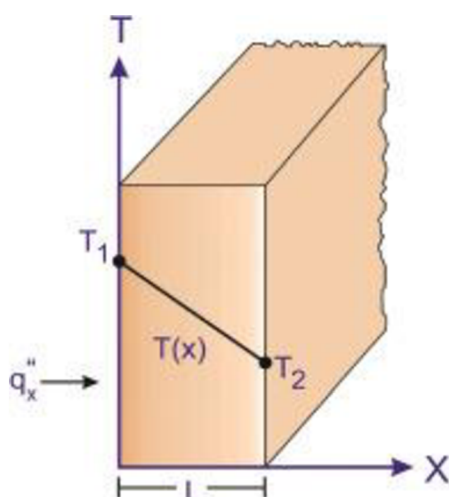
Součinitel přestupu tepla se značí α a z rovnice (1.5) se poté vyjádří. Pro různé případy fungují různé korelace Nusseltova čísla a lze jich najít mnoho. Určitý typ výměníku má konkrétní tvar rovnice platný jen za určitých podmínek. Určení součinitele přestupu tepla je náročný proces, který ovlivňuje především rychlost proudění, charakteristický rozměr, hustota tekutiny, dynamická nebo kinematičká viskozita tekutiny, tepelná vodivost tekutiny apod.

Kondukcce (vedení)

Je proces přenosu tepla, kde přenos tepla probíhá mezi částicemi látky. Částice kmitají kolem svých rovnovážných poloh, kde dochází ke srážkám a tím i předáním části kinetické energie mezi částicemi. Samotné vedení je proces šíření tepla v pevných látkách, kde se liší teploty napříč tělesem. Proces se dá popsat rovnicí:

$$d\dot{Q} = dS \cdot \lambda \cdot \frac{dt}{dr} \quad (1.6)$$

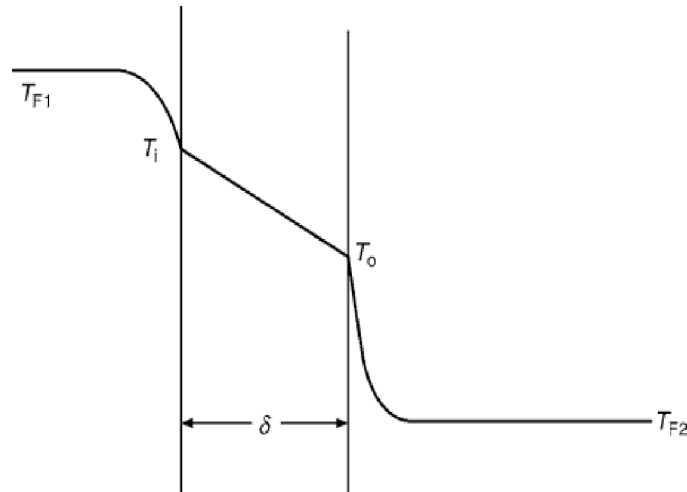
V rovnici (1.6) je λ součinitel tepelné vodivosti a je nezbytnou materiálovou vlastností látky. Je to materiálová konstanta vyjadřující rychlost, s jakou se dokáže v daném materiálu vést teplo z ohřátých (teplejších) oblastí materiálu, do míst s teplotou nižší. Na Obr. 13 můžeme vidět kondukcce a její teplotní průběh rovinnou stěnou, v závislosti na šířce stěny.



Obr. 13 – Kondukcce [21]

Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla vyjadřuje přenos tepla z jedné látky, skrze nějaký materiál do látky druhé. Tento děj je složen ze dvou přestupů tepla a jednoho prostupu tepla viz Obr. 14. Pro výměníky tepla se jedná většinou a kruhovou nebo rovinnou stěnu.



Obr. 14 – Trubkový výměník [4]

Ve velké části publikací je označován jako k a jeho hodnota je převrácenou hodnotou tepelného odporu. Pro rovinnou stěnu ho můžeme vyjádřit jako:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (1.7)$$

První člen jmenovatele je pro přestup tepla z tekutiny do stěny, druhý pro vedení tepla stěnou o určité tloušťce δ a třetí člen je pro přestup tepla ze stěny do tekutiny na druhé straně. Pokud by se stěna skládala z více vrstev, přibyl by další člen s vlastní tloušťkou a součinitelem prostupu tepla.

Výpočet pro trubkový výměník:

$$k = \frac{1}{\frac{r_2}{\alpha_o \cdot r_1} + \ln \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{r_2}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (1.8)$$

Zde jsou r_1 vnitřní a r_2 vnější poloměr potrubí.

Radiace (sálání)

Sálání narušil od předchozích případů přenosu tepla nepotřebuje žádné médium či látku. Energie se šíří z látky elektromagnetickým zářením, a to i ve vakuu. Vyzářené teplo můžeme spočítat jako:

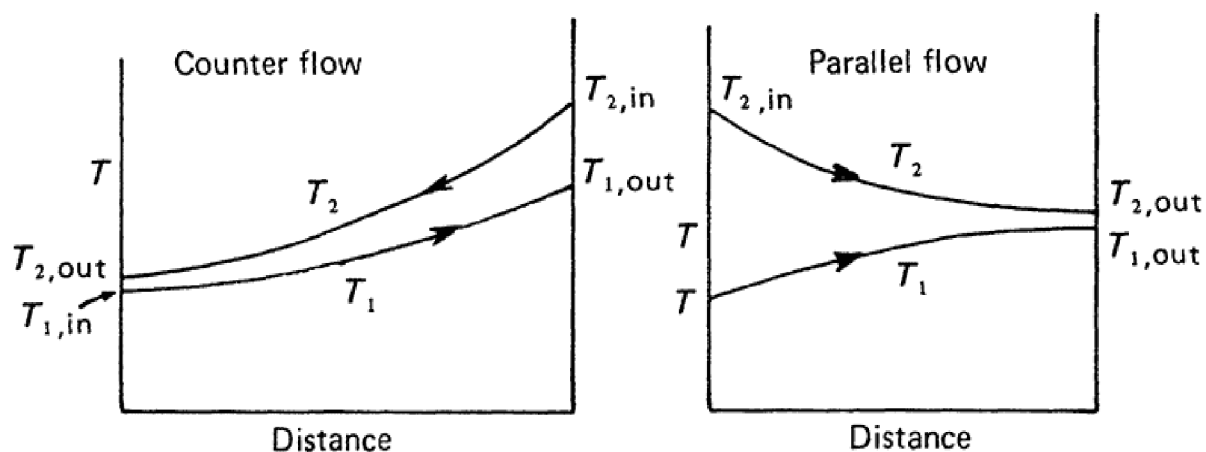
$$d\dot{Q} = \varepsilon_b \cdot \sigma_{sb} \cdot S \cdot dT \quad (1.9)$$

Kde $\sigma_{sb} = 5,6704 \cdot 10^{-8} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$ je Stefan-Boltzmannova konstanta a ε_b je emisivita, kterou můžeme definovat jako materiálovou konstantu a její hodnota se pohybuje v intervalu od nuly do jedné.

Střední logaritmický teplotní rozdíl – LMTD

Střední logaritmický teplotní rozdíl, anglicky zkratka LMTD, se používá k určení teplotní hnací síly pro přenos tepla v různých průtokových systémech, nejvíce v tepelných výměnících. Vyjadřuje rozdíl teploty mezi horkým a studeným proudem na obou koncích výměníku. Čím větší je jeho hodnota, tím více tepla se přenáší. K jeho zjištění je důležitý typ výměníku, a především jeho uspořádání z hlediska proudícího média. Tato metoda je použitelná pouze za předpokladu, že známe vstupní a výstupní teploty obou médií.

Ke znázornění se používají grafy závislosti délky trubky na teplotě, kde poté záleží, zda se jedná o výměník souproudý nebo protiproudý. Na Obr. 15 je znázorněn graf průběhu teploty na vzdálenosti, na němž je na levé straně znázorněn protiproudý režim a na pravé souproudý režim výměníku tepla.



Obr. 15 – Grafické znázornění LMTD [7]

Výsledné vztahy pro výpočet středního logaritmického teplotního rozdílu jsou pro souproudý výměník:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{2,in} - T_{1,in}) - (T_{2,out} - T_{1,out})}{\ln \frac{(T_{2,in} - T_{1,in})}{(T_{2,out} - T_{1,out})}} \quad (1.10)$$

Pro protiproudý výměník poté:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{2,in} - T_{1,out}) - (T_{2,out} - T_{1,in})}{\ln \frac{(T_{2,in} - T_{1,out})}{(T_{2,out} - T_{1,in})}} \quad (1.11)$$

Metoda ε -NTU

Tato metoda výpočtu se využívá, pokud při metodě LMTD neznáme nějakou z koncových teplot a je třeba ji zjistit interpolací. Pro tento účel je právě určena metoda NTU neboli Number of Transfer Units, která je založena na efektivnosti výměníku při přenosu určitého množství tepla. Uplatnění tato metoda má především pro porovnávání různých typů výměníků a jejich kontrolnímu výpočtu. V názvu této metody se vyskytuje ε , což je poměr skutečně přeneseného tepla a maximálně možného přenosu tepla. Tato veličina se nazývá efektivnost výměníku. Následující rovnice jsou ze zdroje [3]. Efektivnost výměníku:

$$\varepsilon = \frac{Q_{skut}}{Q_{max}} \quad (1.12)$$

NTU je poté definováno jako:

$$NTU = \frac{k \cdot S}{W_{min}} \quad (1.13)$$

V případě jiného typu proudění než souproudého nebo protiproudého jsou vztahy pro výpočet mnohem složitější.

1.5 Hydraulické výpočty

Hydraulické výpočty jsou nezbytnou částí každé součásti, ve které se vyskytuje proudící tekutina. Základním mechanismem při proudění je bilance energie ve formě Bernoulliho rovnice:

$$p_1 + h_1 \cdot \rho_1 \cdot g + \frac{c_1^2}{2} \cdot \rho_1 = p_2 + h_2 \cdot \rho_2 \cdot g + \frac{c_2^2}{2} \cdot \rho_2 \quad (1.15)$$

Ta bilancuje součet energií tlakových, výškových a rychlostních členů. V rovnici (1.15) je vyjádřen tlakový tvar rovnice mezi dvěma různými body v potrubí.

Další základní rovnicí pro výpočet je rovnice kontinuity:

$$\rho_1 \cdot c_1 \cdot S_1 = \rho_2 \cdot c_2 \cdot S_2 \quad (1.16)$$

Tato rovnice se využívá téměř ve všech aplikacích týkajících se potrubí, stejně tak jako rovnice Bernoulliho.

Hydraulické, a i další výpočty zahrnují mnoho výpočtů, které se neobejdou bez podobnostních čísel. Podobnostní čísla charakterizují fyzikální a geometrické podobnosti příslušných jevů a nemají žádnou jednotku. Jedním z nich bylo Nusseltovo číslo, již zmíněné v rovnici (1.5). Dalším podobnostním číslem, nezbytným pro výpočet je Reynoldsovo:

$$Re = \frac{c \cdot l}{\nu} \quad (1.17)$$

Reynoldsovo číslo vyjadřuje podobnost mezi setrvačnými silami a třecími silami v kapalině. Používá se pro případ nucené konvekce a vyjadřuje hydrodynamickou podobnost. Pro volnou konvekci se používá podobnostní číslo Grashoffovo:

$$Gr = \frac{\gamma \cdot g \cdot l^3 \cdot (t_s - t_k)}{\nu^2} \quad (1.18)$$

Grashoffovo číslo srovnává podobnost setrvačné, třecí a vztlakové síly při volném proudění. Dalším důležitým je Prandtlovo číslo, které vyjadřuje podobnost fyzikálních vlastností proudící tekutiny a vyjadřuje termokinetickou podobnost jako Nusseltovo číslo.

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (1.19)$$

Všechna tato podobnostní čísla jsou nezbytná pro kritériální rovnice, kde je využito jejich funkčních závislostí, kde například pro volnou konvekci můžeme použít:

$$Nu = Nu(Re, Pr) \quad (1.20)$$

1.5.1 Tlakové ztráty

Tlaková ztráta je ve výměnících tepla jednou z důležitých veličin pro návrh a funkci výměníku. Při proudění látek potrubím působí vždy několik sil, které dávají za vznik odpor proti proudění. Pro vyšší rychlosti v potrubí se zvětšují hodnoty součinitele přestupu tepla α , nejlépe při turbulentním proudění, což má však za následek vyšší tlakové ztráty a větší nároky na pohon dopravující tekutinu. Je tedy ideální při návrhu výměníku volit vhodný poměr rychlosti v mezích pro plynulý provoz bez velkých ztrát. Celková tlaková ztráta mezi dvěma určitými místy v potrubí se dá vyjádřit z Bernoulliho rovnice:

$$p_1 + h_1 \cdot \rho_1 \cdot g + \frac{c_1^2}{2} \cdot \rho_1 = p_2 + h_2 \cdot \rho_2 \cdot g + \frac{c_2^2}{2} \cdot \rho_2 + e_z \quad (1.21)$$

Na pravé straně rovnice je člen e_z , což je člen energetických ztrát. Tyto ztráty se dají vyjádřit jako ztráty tlaku, pokud vynásobíme ztrátovou energii hustotou. Tlakové ztráty dělíme na ztráty třecí a místní.

Ztráty třecí

Pro určení třecích ztrát potrubí se nejvíce využívá Darcyho-Weissbachův vztah v tlakovém tvaru:

$$P_t = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \quad (1.22)$$

V rovnici (1.22) se vyskytuje Darcyho součinitel tření λ . Jeho hodnota se určuje dle několika parametrů především z Moodyho diagramu. Jeho hodnota závisí na drsnosti potrubí, rychlosti proudícího média, typu proudění (laminární, turbulentní) a průměru potrubí. Pro laminární proudění ho můžeme vyjádřit pomocí Poiseuilleova vztahu:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (1.23)$$

Dále pro hydraulicky hladké potrubí v turbulentní oblasti $Re = (4 \cdot 10^3 < Re < 10^4)$ se využívá vztah dle Blasiusa:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (1.24)$$

Pro čistě turbulentní proudění můžeme použít například vztah dle Haalanda:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \cdot \log \left[\left(\frac{k}{3,7 \cdot D} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \quad (1.25)$$

Nebo například vztah platný jak pro přechodovou oblast, tak oblast turbulentní dle Colebrook-Whitea:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot D} \right) \quad (1.26)$$

Pro každou oblast proudění je mnoho dalších korelací použitelných k výpočtům Darcyho součinitele, výše uvedené příklady jsou jen jedněmi z mnoha vztahů. V některých výpočtových korelacích můžeme nalézt součinitel tření f neboli Fanningův součinitel tření. Platí pro něho že $\lambda = 4f$.

Ztráty místní

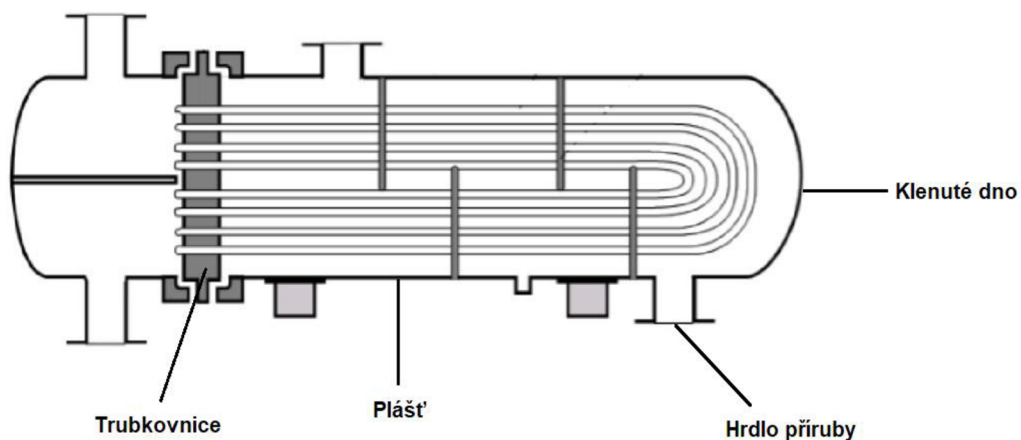
Dalším druhem ztrát jsou ztráty místní, které jak vyplývá z názvu, jsou závislé především na tvaru potrubí. Součinitel místních ztrát se objevuje v jakémkoliv kolenu, vtoku či výtoku, při změně směru proudu, změně průřezu, výskytu armatur či měřících zařízení nebo při jakémkoliv jiném zásahu do neměnného rovného potrubí a v těchto všech místech dochází ke ztrátám. Místní (tvarovou) ztrátu můžeme vyjádřit jako:

$$P_m = \sum \xi_i \cdot \frac{c_2^2}{2} \cdot \rho \quad (1.27)$$

V rovnici (1.27) je suma ztrátových součinitelů ξ , jelikož se jejich hodnoty v za sebou jdoucích úsecích sčítají. Jednotlivé koeficienty uvádí výrobce nebo je možno je nalézt v tabulkách. Při jejich určování záleží na průřezu potrubí a Reynoldsově čísle.

1.6 Pevnostní výpočty

Po výpočtech tepelných a hydraulických je třeba provést výpočty pro pevnost výměníku. Z hodnot již získaných v předchozích fázích výpočtu se provede návrh konstrukčního řešení. Toto řešení se pak v jednotlivých zatížených oblastech, jako jsou dna nádob, plášť, trubkovnice, hrdla přírub apod., dimenzuje pro různé typy namáhání a upravuje dle výsledků. Na Obr. 16 jsou tučně vyznačena místa, ve kterých jsou největší namáhání, a v následujících částech bude popis dimenzování. Všechny tyto výpočty a jejich platnost zajišťuje norma ČSN 69 0010. Dle konstrukčního řešení je možné, že se výpočty a vzorce pro teoretickou a výpočetní část budou lišit z důvodů konstrukce.



Obr. 16 – Popis dimenzovaných části výměníku [11]

Klenutá dna nádob

Výpočet vychází z normy ČSN 69 0010 – Část 4.7 Klenutá dna nádob [16]. Pro určité zvolené dno nádoby a materiál je předepsána mez kluzu R_{p02} , pevnost v tahu R_m , poté se zjistí minimální hodnota smluvní meze kluzu pro danou teplotu $R_{p0,2t}$. Dalšími hodnotami důležitými pro výpočet jsou:

Součinitel k dovolenému namáhání - τ

Součinitel bezpečnosti pro provoz - n_T

Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti - n_B

Součinitel bezpečnosti pro tlakovou zkoušku - n_{T-z}

Dovolené namáhání:

$$[\sigma] = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_{p0,2t}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} \quad (1.28)$$

Pro tlakovou zkoušku:

$$[\sigma]_z = \tau \cdot \left\{ \frac{R_{p0,2}}{n_{T-z}} \right\} \quad (1.29)$$

Pro výpočet pevnosti pláště dle dané normy platí stejný postup jako pro klenutá dna nádob, dle Výpočet pevnosti – Část 4.5 - Válcové části nádob [18]. Pro všechny části výměníku se neobejdeme bez výpočtu dovoleného namáhání a dovoleného namáhání pro tlakovou zkoušku, proto již budou uvedeny pouze ve výpočtové části.

1.6.1 Torosférické dno zatížené vnitřním přetlakem

Základním parametrem jsou vnitřní průměr dna D_d , vnější průměr dna D_1 a vnitřní poloměr klenutí vrcholu dna R . Dále součinitelé β_1 a β_2 , přídávky k výpočtové tloušťce, zohledňující vliv koroze c_1 , vliv záporné tolerance c_2 a nakonec technologický přírůstek c_3 . Tyto přídávky se sečtou na výsledný celkový přírůstek c . Dna nádoby bývají svařované, a to zohledňuje součinitel hodnoty svarového spoje φ .

Tloušťka stěny v okrajové oblasti:

$$s_R = \frac{p \cdot D_1 \cdot \beta_1}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]} \quad (1.30)$$

$$s = s_{1R} + c \quad (1.31)$$

Tloušťka stěny pro středovou oblast:

$$s_R = \frac{p \cdot R}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - 0,5 \cdot p} \quad (1.32)$$

Jako ve výpočtu tloušťky stěny v okrajové oblasti se poté přičte celkový přírůstek, viz rovnice (1.31). Dále se řeší dovolený vnitřní přetlak z podmínky pevnosti v okrajové oblasti:

$$[p] = \frac{2 \cdot (s - c) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_1 \cdot \beta_2} \quad (1.33)$$

Pro středovou oblast poté platí:

$$[p] = \frac{2 \cdot (s - c) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{R + 0,5 \cdot (s - c)} \quad (1.34)$$

Výsledky se porovnají s maximální dovolenou hodnotou tlaku v prostoru svazku, a pokud vyhovuje výsledek, pokračuje se dále. Důležitý je rozsah platnosti těchto vzorců, který je omezen následovně:

$$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D_d} \leq 0,1 \quad (1.35)$$

1.6.2 Hladká válcová skořepina zatížena vnějším přetlakem

Máme součinitele K_1, K_2, K_3 , dále potřebujeme modul pružnosti materiálu v tahu při výpočtové teplotě E . Poté spočteme tloušťku stěny:

$$s_R = \max \left\{ K_2 \cdot D_d \cdot 10^{-2}, \frac{1,1 \cdot p \cdot D_1}{2 \cdot [\sigma]} \right\} \quad (1.36)$$

Z rovnice (1.36) dostaneme s_R ke kterému se následně přičte celkový přírůstek c . Konečnou tloušťku volíme co nejbližší této hodnotě. Následně vztah pro dovolený vnější přetlak:

$$[p] = 2,4 \cdot \frac{K_1 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_u} \quad (1.37)$$

1.6.3 Trubkovnice

Výpočty jsou podle již zmíněné normy ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní, Část 4.13 Trubkové výměníky tepla [17]. Na začátek se zvolí tloušťka trubkovnice a její materiál. Následně se musí přičíst přírůstky c_1 a c_3 , které dohromady dávají hodnotu celkového přírůstku c . Dále potřebujeme znát vnitřní průměr pláště D_{k1} . Platnost vzorce je poté:

$$\frac{s_p - c}{D_{k1}} \leq 0,4 \quad (1.38)$$

Po ověření platnosti se počítají obecné parametry trubkovnice. Pro tyto výpočty musíme znát vnější průměr trubky d_T , tloušťka stěny trubky s_T , součet všech výpočtových tloušťek pro trubku c_T , součinitel závislý na rozložení trubek Θ , tloušťku stěny pláště t_l , výpočtový počet trubek n_R , rozteč trubek t a délku svarového spoje trubky s trubkovnicí a .

Výpočtový průměr plochy otrubkování:

$$D_R = 2 \cdot t_T \cdot \sqrt{\frac{n_R}{\pi \cdot \Theta}} \quad (1.39)$$

Kde D_R je průměr otrubkované plochy a pro další výpočet je třeba znát výpočtový průměr trubkovnice D_H pro spočítání síčky netrubkového okraje.

Šířka netrubkového okraje:

$$b = \frac{D_H - D_R}{2} \quad (1.40)$$

Bezrozměrná šířka netrubkového okraje:

$$\lambda_B = \frac{2 \cdot b}{D_R} \quad (1.41)$$

Výpočtová rozteč trubek:

$$t_R = t_T \cdot \sqrt{\frac{n_R}{n \cdot \Theta}} \quad (1.42)$$

Součinitel vlivu přetlaku na trubkovnici:

$$\eta_1 = 1 - \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_T}{t_R}\right)^2 \quad (1.43)$$

Pro vypočtení efektivního přetlaku použijeme ze zadaných parametrů pracovních tlaků v mezitrubkovém prostoru p_1 a p_2 .

Efektivní přetlak:

$$p_E = p_2 \cdot \eta_2 - p_1 \cdot \eta_1 \quad (1.44)$$

Efektivní průměr otvoru v trubkovnici:

$$d_E = d_T - 2 \cdot s_T \quad (1.45)$$

Součinitel zeslabení trubkovnice:

$$\varphi_p = 1 - \frac{d_E}{t_T} \quad (1.46)$$

Dále se použijí spočítané hodnoty namáhání trubek při výpočtové teplotě σ_T a dovolené namáhání trubkovnice při výpočtové teplotě σ_P .

Součinitel plochy průřezu trubky:

$$\vartheta = \pi \cdot \frac{(d_T - s_T) \cdot (s_T - c_T)}{t_R^2} \quad (1.47)$$

Součinitel vlivu dvouosého namáhání:

$$\gamma = 1 - \frac{(d_T - s_T) \cdot |p_2 - p_1|}{2 \cdot (s_T - c_T) \cdot \sigma_T} \quad (1.48)$$

Dovolené zatížení trubek určené jejich pevností:

$$q_T = \vartheta \cdot \gamma \cdot \sigma_T \quad (1.49)$$

Pro zaválcované trubky je dovolené zatížení spoje trubek s trubkovnicí platí $q_S = q_{S1}$, kde je délka zaválcování l_v a součinitel hladkého zaválcování je μ .

$$q_{S1} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{(s_T - c_T) \cdot l_v \cdot \mu \cdot \sigma_T}{t_R^2} \quad (1.50)$$

Dovolené zatížení trubek namáhaných tahem:

$$q_+ = \min\{q_T; q_S\} \quad (1.51)$$

Pro výpočet součinitele vzpěrnosti musíme použít hodnoty volné délky trubky l_1 , délku trubky l_T , modul pružnosti materiálu trubek při dané teplotě E_T , součinitel bezpečnosti ke ztrátě stability trubek n_u . Poté redukovaná délka trubky při vzpěru:

$$l_R = \min\{0,5 \cdot l_T; 0,7 \cdot l_1\} \quad (1.52)$$

Vybere se minimum z těchto hodnot a l_R se použije pro součinitel vzpěrnosti:

$$\varphi_r = \frac{1}{\sqrt{1 + \left\{ 0,81 \cdot n_u \cdot \frac{\sigma_T}{E_T} \cdot \left(\frac{l_R}{d_T - s_T} \right)^2 \right\}^2}} \quad (1.53)$$

Dovolené namáhání trubek namáhaných vzpěrem:

$$q_- = \min\{q_T \cdot \varphi_r; q_S\} \quad (1.54)$$

Výměník s pevnou trubkovicí

Postup výpočtu pro pevnou trubkovicí se liší a je na výpočet jednodušší. Nejprve musíme znát rozměry oválu, který je vepsaný do největší netrubkové plochy dle návrhu trubkové sítě, a to jsou rozměry L a H . Poté tloušťka trubkovnice:

$$s_{PR} = 0,5 \cdot H \sqrt{\frac{3}{1 + \frac{H}{L} + \left(\frac{H}{L}\right)^2} \cdot \frac{|p_2 - p_1|}{\sigma_p}} \quad (1.55)$$

Tloušťka pro netrubkový okraj:

$$s_{PR} = 0,85 \cdot b \cdot \sqrt{\frac{|p_2 - p_1|}{\sigma_p}} \quad (1.56)$$

Dále pro kontrolu pevnosti trubek:

$$-q^- \leq -p_E - \lambda_B \cdot (p_2 - p_1) \leq q^+ \quad (1.57)$$

Dovolená tahová síla:

$$F^+ = \pi \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma \cdot \varphi_T \quad (1.58)$$

Dovolená osová síla v plastické oblasti:

$$F_p = \pi \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma \quad (1.59)$$

Dovolená osová síla v elastické oblasti:

$$F_e = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_u} \cdot D^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (s - c)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (s - c)}{D}} \quad (1.60)$$

Dovolená osová tlaková síla:

$$[F^-] = \frac{[F]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_p}{[F]_E}\right)^2}} \quad (1.61)$$

Tyto dvě síly z rovnice (1.58) a (1.61) použijeme pro výpočet dovolené osově tlakové síly:

$$-F^- \leq \frac{\pi \cdot D_R^2}{4} \cdot [p_2 \cdot (1 + \lambda_B) + p_1 \cdot \lambda_B] \leq F^+ \quad (1.62)$$

Hrdlo pro přírubu

Výpočet je obdobný jako pro klenutá dna nádob. Vychází z normy ČSN 69 0010 – Část 4.5, Válcové části nádob. [18] Dána je mez kluzu $R_{p,02}$, pevnost v tahu R_m , poté se zjistí minimální hodnota smluvní meze kluzu pro provozní teplotu $R_{p,02t}$. Dalšími hodnotami důležitými pro výpočet jsou součinitele - τ , n_T , n_B , n_{T-z} známé z předchozích kroků výpočtu. Dovolené namáhání se vypočte z rovnice (1.28) a dovolené namáhání pro tlakovou zkoušku z rovnice (1.29).

Parametry pro výpočet:

Vnitřní průměr válcové části - D

Součinitel svarového spoje - φ_p

Přidávky k výpočtové tloušťce:

pro vliv koroze - c_1

technologický - c_3

Celkový výpočtový přídavek - $c = c_1 + c_3$

Tloušťka stěny skořepiny se vypočte z rovnice (1.33), k té se poté přičte výpočtový přídavek c a zvolí se vhodná tloušťka. Po zvolení tloušťky s se zkontroluje vnitřní přetlak z rovnice (1.34) pro zjištění správné volby tloušťky. Poslední krok je kontrola platnosti z rovnice (1.35). Více detailní popis výpočtů bude uveden v kapitolách výpočtové části výměníku.

2 Koncepční návrh

Cílem koncepčního návrhu je výměník tepla (ohřívák), který je ideální pro procesní inženýrství. Ze zadání je dáno, že se bude jednat o výměník konstrukční uspořádání typu shell and tube. Médium zvoleným pro ohřev byla vodní pára, jež bude ohřívát tekutou sůl s názvem Hitec.

Parametry pro výměník nebyly přesně specifikovány. Proto po konzultaci pro tento typ výměníku byly zvoleny počáteční vstupní a výstupní parametry. Požadovaným parametrem bylo, aby výměník fungoval jako ohřívák tekuté soli, přičemž ohříván bude vodní parou. Ta by měla na konci procesu po fázové přeměně odcházet jako kondenzát. Volený tepelný výkon výměníku je 0,5 MW.

Tab. 1 – Parametry vodní páry/kondenzátu

Vodní pára/kondenzát	Označení	Hodnota
Vstupní teplota	$t_{p,in}$	250 °C
Výstupní teplota	$t_{p,out}$	242 °C
Pracovní tlak	p_p	3,6 MPa

Tab. 2 – Parametry soli

Sůl (Hitec)	Označení	Hodnota
Vstupní teplota	$t_{s,in}$	150 °C
Výstupní teplota	$t_{s,out}$	210 °C
Pracovní tlak	p_s	0,3 MPa

2.1 Hitec

Hitec je průmyslově využívaná sůl, jejíž chemické složení je NaNO₃–KNO₃–NaNO₂. Tavné soli a jejich kombinace se využívají především z důvodu jejich nízkého bodu tání a jejich širokou variabilitou pracovních teplot či termofyzikálních vlastností. Jednou z dalších výhod

je, že i když se blížíme teplotou k operačnímu limitu je u nich nízký tlak par, díky čemuž není ve většině případů využití vysokotlakých součástí. [27]

V Tab. 3 jsou vypsané hodnoty důležitých fyzikálních vlastností Hitec soli.

Tab. 3 – Fyzikální vlastnosti soli

Fyzikální vlastnost	Značka	Hodnota
Teplota tání	t_t	144 °C
Teplota degradace	t_d	450 °C

Toto médium je stále zkoumané a pro výpočty Nusseltových čísel pro přestupu tepla je několik různých korelací, použitelných v různých rozpětích podobnostních čísel viz Tab. 4.

Tab. 4 – Korelace pro Nusseltova čísla

Korelace	Platnost	Autor
$Nu = 0,02948 \cdot Re^{0,787} \cdot Pr^{1/3}$	$Re > 10^4$	Wu [28]
$Nu = 0,36 \cdot Re^{0,55} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$	$Re > 2 \cdot 10^3$	Kern [29]
$Nu = 0,0275 \cdot Re^{0,8026} \cdot Pr_f^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0,14}$	$10^4 < Re < 5 \cdot 10^4$ $11 < Pr_f < 27$	Chen [30]
$Nu = 0,0206 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3}$	$Re = (10000 - 19000)$ $6,5 < Pr < 10$	He [30]
$Nu = 0,0205 \cdot Re^{0,82} \cdot Pr_f^{0,34} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0,14} \cdot \left(\frac{q_{av}}{q_c}\right)^{0,03}$	$10^3 < Re < 6,7 \cdot 10^4$ $4,5 < Pr_f < 8$ $0,5 \leq q_{av}/q_c \leq 1$	Shen [30]
$Nu = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$	$3 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^6$ $0,5 \leq Pr \leq 2000$	Gnielinski [31]

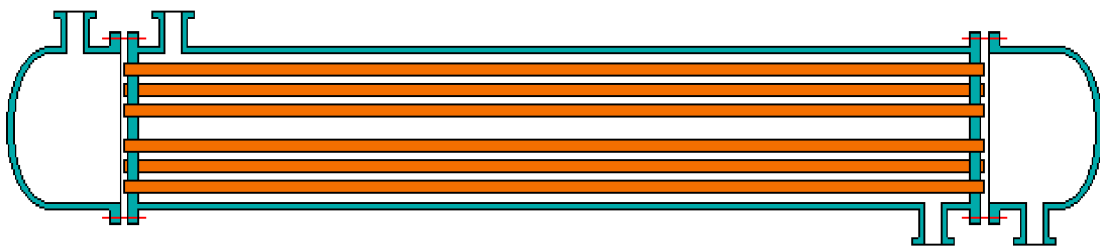
Jedna z korelací v Tab. 4 bude použita v následujících výpočtech dle vypočtených podmínek platnosti vyhovujících danému návrhu.

3 Návrh konstrukčního řešení

Při výběru konstrukce se nabízí několik řešení, ze kterých se zvolí jedno nejvíce vhodné. Zadáním bylo určeno, že se musí jednat o jeden z výměníků typu shell and tube. Důvodem pro výběr těchto typů výměníku je jejich velká variabilita a univerzálnost využití pro procesní aplikace.

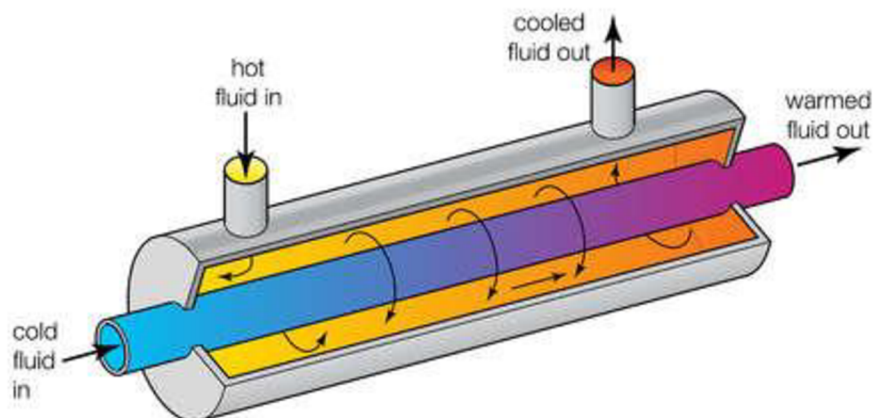
Aby se mohly provést základní výpočty pro parametry výměníku, je třeba zvolit strukturu a typ výměníku tepla. Výměník by měl splňovat co nejvíce požadavků, jako jsou optimální funkčnost a spolehlivost, vhodně zvolenou konstrukci, nízké tlakové ztráty, vysoký součinitel přestupu tepla, přizpůsobení konstrukce dle vlastností média, co nejnižší pořizovací náklady (ne však na úkor kvality), co nejvyšší životnost. Některé z požadavků jsou protichůdné, přičemž je snahou získat co nejlepší kombinaci.

Prvním řešením je trubkový výměník s trubkovnicí s rovnými trubkami. Běžně se používá jako řešení pro mnoho průmyslových aplikací. Přestup tepla je v tomto případě možné zintenzivnit pomocí systému přepážek. Variant a možností sestavení tohoto typu je mnoho, nejvyužívanější je v procesním inženýrství model BEM dle normy TEMA. [32] Na Obr. 17 je varianta výměníku BEM jako jedna z konstrukčních možností.



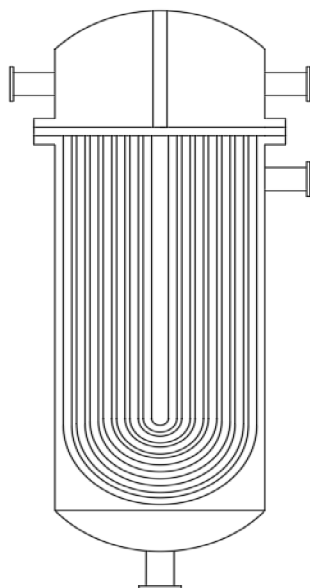
Obr. 17 – Trubkový výměník [33]

Druhým návrhem byl design výměníku trubka v trubce neboli koncentrické uspořádání v jednoduchém provedení, viz Obr. 18. V jaké trubce se bude nacházet jaké médium záleží na hmotnostních tocích a na proudění jednotlivých médií jako souproud nebo protiproud. V případě našeho zadání by záleželo, pro jaký případ by vycházel lepší součinitel prostupu tepla. Z Obr. 18 je poté zřejmé, jak tepelná výměna probíhala.



Obr. 18 – Trubka v trubce [24]

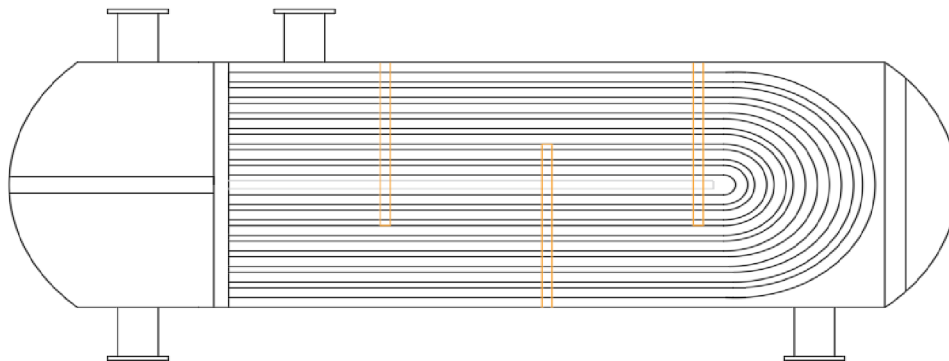
Třetím návrhem byl výměník typu shell and tube s U-trubkami v trubkovnici. Výměník byl konstrukčně uspořádán pro provoz ve svislé poloze, viz Obr. 19. Důvodem je, že by odvod kondenzátu byl zajištěn jednoduše na spodní části výměníku, pokud by pára byla v plášti. Pokud by se jednalo o případ opačný, mohl by kondenzát zůstat uvnitř trubkovnice, což by bylo nežádoucí.



Obr. 19 – Vertikální trubkový výměník

Čtvrtým návrhem byl výměník typu shell and tube s U-trubkami, avšak v jiném konstrukčním uspořádání, viz Obr. 20. Ve vodorovném výměníku mohou být umístěny přepážky na zintenzivnění přestupu tepla. V chemické a procesním inženýrství se nejvíce využívá typu BEU dle normy TEMA. [32] U tohoto druhu výměníku lze provést variantu

bez koncové hlavy, jelikož oba proudy média v trubkách trubkovnice proudí skrze jednu hlavu.



Obr. 20 – Horizontální trubkový výměník

3.1 Výběr řešení

Pro výběr vhodné konstrukce je třeba počítat s různými faktory pro vhodnost typu výměníku. Každá varianta má své klady a zápory a jednotlivá řešení se porovnávají mezi sebou, přičemž se případně zvolené řešení dopraví do finální podoby.

První řešení je výměník s rovnými trubkami. Je jednoduchý na konstrukci a velmi často používaný. Tento typ výměníku má dobrý součinitel přestupu tepla a byl by vhodný pro tento proces. Jedním z důležitých faktorů je tepelná roztažnost trubek a nutnost implementace expanzního kloubu nebo plovoucí hlavy. Pro výměníky s delšími trubkami poté drážky proti rozkmitání trubek.

Druhé řešení je konstrukčně velice jednoduché, avšak málo používané pro tyto média. Nemá lepší hodnoty součinitele přestupu tepla než první návrh. Ani výsledná cena díky jednoduššímu uspořádání není díky horšímu přestupu tepla nižší.

Třetí návrh by měl dobré hodnoty pro přestup tepla a vyřešený odvod kondenzátu, avšak pro naše řešení je třeba, aby pára byla v trubkách kvůli chemickému složení soli a ve vertikální poloze by byl odvod kondenzátu z trubek špatně řešitelný.

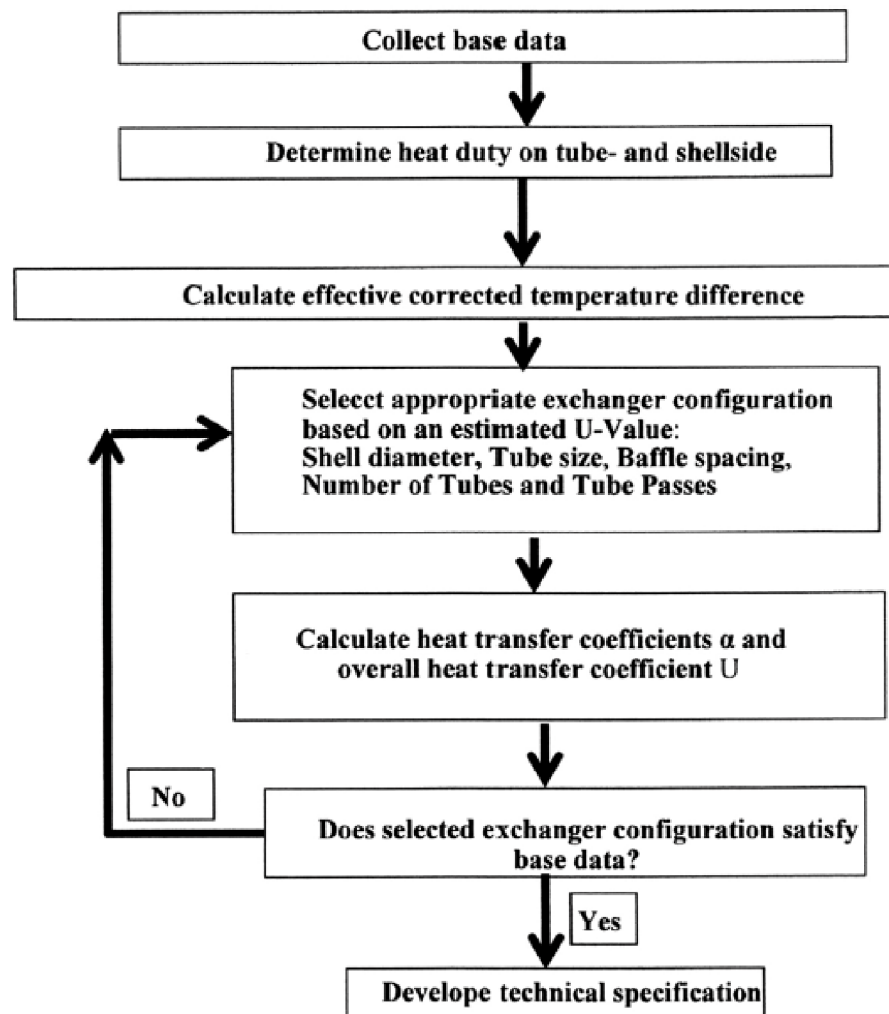
Nejlépe se tedy ukázalo řešení čtvrté, kde lze nejlépe splnit požadavky na dobrý součinitel přestupu tepla, odolnost zařízení a umístění médií. Jelikož čtvrté řešení splňuje téměř všechny požadavky, návrh se odvíjel od této varianty. Je však žádoucí, aby místo svěrného či šroubového spoje byly všechny části pevně svařeny.

Předpokládaným finálním řešením je výměník tepla typu shell and tube se svazkem U-trubek, ve kterých je médiem proudící pára. Přes svazek trubek proudí křížovým tokem sůl. Z konstrukčního hlediska je optimální, aby místo svěrného či šroubového spoje byly všechny části pevně svařeny. Jelikož je médium chemicky agresivní, je lepší jej umístit do pláště výměníku a páru do trubek. Ve výměníku jsou umístěny přepážky pro zvětšení součinitele přestupu tepla. Další vlastnosti a konstrukční parametry pro dané řešení budou uvedeny ve výpočtové části výměníku.

4 Výpočtová část výměníku

Účelem bylo navrhnout výměník tepla pro média vodní pára a sůl. Jako výpočtový nástroj byl použit software Spyder, který je programovacím jazykem Pythonu. Pro výpočet byl vytvořen skript pro kompletní (tepelný) návrh výměníku, tlakové ztráty, pevnostní návrh a další nezbytné parametry tepelného výměníku. Hlavním využitím skriptu je možnost aktualizace a případná možnost změny jakéhokoliv z parametrů v průběhu výpočtů a následné optimalizace hodnot. Celý skript bude k dispozici v přílohách.

Postup při celkovém návrhu výměníku je na Obr. 21 a podle tohoto postupu se odvíjí většina výpočtů.



Obr. 21 – Schéma postupu při návrhu výměníku tepla [34]

4.1 Tepelný výpočet

Jako počáteční parametry se použily vstupní a výstupní parametry ze zadání. Výslednou hodnotou by měla být velikost teplosměnné plochy. Použité značení veličin je téměř stejné jako ve skriptu softwaru Spyder. Pro tepelný výpočet jak horkého, tak studeného proudu se počítalo se střední teplotou. Nejprve se však z daných teplot spočítal střední logaritmický teplotní rozdíl – LMTD. Ten byl spočítán pomocí funkce z knihovny ht. [13]

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{2,in} - T_{1,out}) - (T_{2,out} - T_{1,in})}{\ln \frac{(T_{2,in} - T_{1,out})}{(T_{2,out} - T_{1,in})}} = 62,43 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.1)$$

Z návrhu výměníku vyplývá, že pro výpočet dalších parametrů je třeba použít součinitel pro úpravu logaritmického teplotního spádu v konstrukčním řešení. Nejedná se o souproutý ani protiproutý pohyb médií, ale o křížový tok. Pro korekci se používá korekční faktor F_t , který je funkcí:

$$F_t = f(P_f, R, \text{uspořádání toku}) \quad (4.2)$$

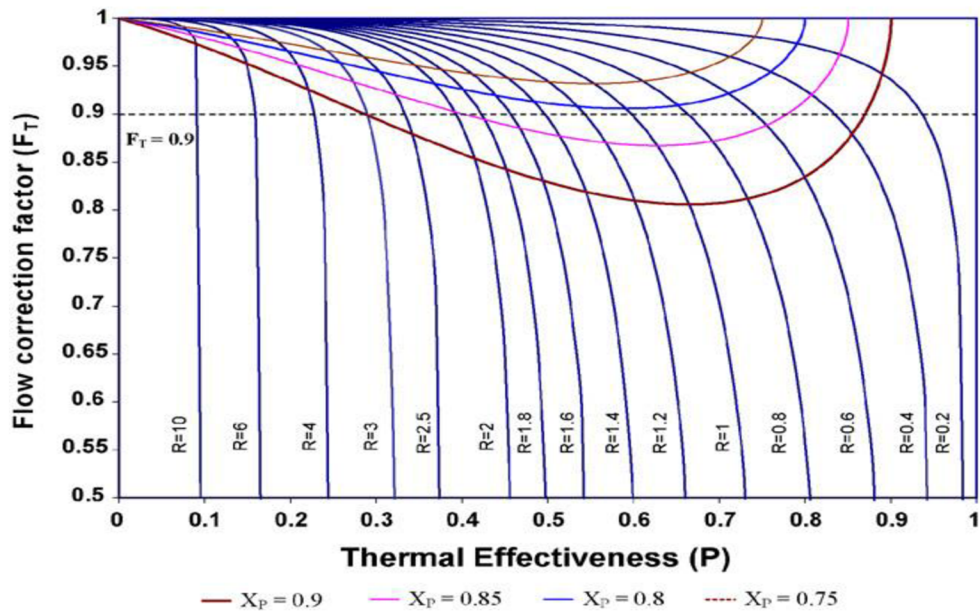
V rovnici (4.2) známe uspořádání toku. P_f je označena teplotní efektivita

$$P_f = \frac{(t_{h_{out}} - t_{h_{in}})}{(t_{c_{in}} - t_{h_{in}})} = 0,08 \quad (4.3)$$

R je poměr míry tepelné kapacity a vyjádřen jako

$$R = \frac{(t_{c_{in}} - t_{c_{out}})}{(t_{h_{out}} - t_{h_{in}})} = 7,5 \quad (4.4)$$

Na určení korekčního faktoru se poté využije grafů, viz Obr. 22. Na vodorovné ose se nalezne hodnota teplotní efektivity, kde se protne tato hodnota s křivkou R , určí se na svislé ose z tohoto bodu hodnota $F_t = 0,99$. Diagramy se liší pro chod výměníku, tento je pro křížový tok.



Obr. 22 – Graf pro korekční faktor [19]

Konečný upravený logaritmický teplotní spád je:

$$LMTD_x = LMTD \cdot F_t = 61,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.5)$$

4.1.1 Horký proud

Médiem horkého proudu je vodní pára. Pro výpočet jejích parametrů se využilo funkcí knihovny ze zdroje [12]. Nejprve byly provedeny výpočty pro stav přehřáté páry na vstupu.

$$t_{pav} = \frac{t_{hin} + t_{hout}}{2} = 246 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.6)$$

t_{pav} je průměrná teplota média v průběhu tepelného procesu. Další hodnoty zjištěné pomocí modulu PropsSI [20] jsou uvedeny v Tab. 5:

Tab. 5 – Vstupní veličiny páry

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
měrná tepelná kapacita	cp_p	3753,9	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
hustota	ρ_p	17,9	$kg \cdot m^{-3}$
dynamická viskozita	$\nu_{s_{dyn_p}}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$	$Pa \cdot s$

tepelná vodivost	λ_p	$4,9 \cdot 10^{-2}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
měrná entalpie páry na vstupu	h_{in}	$2823 \cdot 10^3$	$J \cdot kg^{-1}$
měrná entalpie kondenzátu	h_{out}	$1047 \cdot 10^3$	$J \cdot kg^{-1}$

Dále dopočítáme kinematickou viskozitu:

$$vis_{kin_p} = \frac{vis_{dyn_p}}{\rho_p} = 9,67 \cdot 10^{-7} m^2 \cdot s^{-1} \quad (4.7)$$

Dále můžeme vyjádřit součinitel tepelné vodivosti:

$$a_p = \frac{\lambda_p}{\rho_p \cdot cp_p} = 7,24 \cdot 10^{-7} m^2 \cdot s^{-1} \quad (4.8)$$

Dále z daného výkonu výměníku $P = 0,5 MW$ byl spočítán hmotnostní tok:

$$\dot{m}_p = \frac{P}{h_{in} - h_{out}} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{2823 \cdot 10^3 - 1047 \cdot 10^3} = 0,28 kg \cdot s^{-1} \quad (4.9)$$

Z hmotnostního toku se spočetl objemový tok:

$$V_p = \frac{\dot{m}_p}{\rho_p} = \frac{0,28}{17,9} = 0,016 m^3 \cdot s^{-1} \quad (4.10)$$

Poslední ze základních výpočtů bylo zjištění rychlosti páry:

$$v_p = \frac{V_p}{tube_N \cdot tube_{Area}} = \frac{0,016}{149 \cdot 11,3 \cdot 10^{-5}} = 0,93 m \cdot s^{-1} \quad (4.11)$$

V rovnici (4.11) je $tube_N$ počet trubek v trubkovnici a $tube_{Area}$ je průřez trubky.

Dále se pro páru, která je v trubkách, musí dopočítat Nusseltovo číslo pro získání součinitele přestupu tepla do trubky. Jelikož víme, že se jedná o nucenou konvekci, potřebujeme znát Reynoldsovo a Prandtlovo číslo.

$$Re_p = \frac{v_p \cdot tube_{OD}}{vis_{kin_p}} = \frac{0,93 \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{9,67 \cdot 10^{-7}} = 11578,5 \quad (4.12)$$

Kde v_p je rychlost páry, $tube_{OD}$ je průměr trubky. Dále spočteme Prandtlovo číslo:

$$Pr_p = \frac{vis_{kinp}}{a_p} = \frac{9,67 \cdot 10^{-7}}{7,24 \cdot 10^{-7}} = 1,33 \quad (4.13)$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla byla využita rovnice ze zdroje [23]. Tato rovnice vyžaduje další parametry, které jsou uvedeny v Tab. 6:

Tab. 6 – Veličiny pro výpočet součinitele přestupu tepla

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Hustota syté kapaliny	ρ_{syt_k}	807,4	$kg \cdot m^{-3}$
Hustota syté páry	ρ_{syt_p}	18,04	$kg \cdot m^{-3}$
Tepelná vodivost kapaliny	λ_k	0,62	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Měrná tepelná kapacita syté vody	cp_k	4811,12	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Dynamická viskozita kondenzátu	$dyn_{vis_{kond}}$	$1,1 \cdot 10^{-4}$	$Pa \cdot s$
Teplota trubky na venkovní straně	t_o	209,8	$^{\circ}C$

Hodnoty z tabulky jsou všechny dostány pomocí funkce PropsSI, která vrací hodnoty na základě teploty, tlaku a stavu média. Součinitel přestupu tepla pro páru:

$$\begin{aligned}
\alpha_p &= 0,728 \cdot \left[\frac{\left(\lambda_k^3 \cdot \rho_{syt_k} \cdot (\rho_{syt_k} - \rho_{syt_p}) \cdot g \cdot (h_{in} - h_{out}) \right)^{\frac{1}{4}}}{(dyn_{vis_{kond}} \cdot (t_{hout} - t_o) \cdot tube_{OD})} \right]^{\frac{1}{4}} \\
&= 0,728 \\
&\cdot \left[\frac{0,62^3 \cdot 807,4 \cdot (807,4 - 18,04) \cdot 9,81 \cdot (2802 - 1047) \cdot 10^3}{1,1 \cdot 10^{-3} \cdot (242 - 209,8) \cdot 12 \cdot 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{4}} \\
&= 9796 \frac{W}{m^2 \cdot K}
\end{aligned} \tag{4.14}$$

4.1.2 Studený proud

Médiem studeného proudu je sůl s názvem Hitec. Postup výpočtu v této části je obdobný až po výpočet rychlosti. Výpočet dalších parametrů je mnohem komplikovanější, díky obsahu přepážek a zvolenému médiu. K výpočtu se využilo obdobně knihoven ht a Saltprop k získání základních parametrů soli. Ze zadaných hodnot bylo vypočteno:

$$t_{sav} = \frac{t_{sout} + t_{sin}}{2} = 180 \text{ } ^\circ\text{C} \tag{4.15}$$

t_{sav} je průměrná teplota soli, se kterou se počítá ve většině výpočtů. Další hodnoty zjištěné pomocí modulu Saltprop jsou uvedeny v Tab. 7:

Tab. 7 – Hodnoty zjištěné pro sůl

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
měrná tepelná kapacita	cp_s	1758	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
hustota	ρ_s	1747,6	$kg \cdot m^{-3}$
dynamická viskozita	vis_{dyn_s}	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$Pa \cdot s$
tepelná vodivost	λ_s	0,48	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

Dále dopočítáme kinematickou viskozitu soli:

$$\nu_{s_{kin_s}} = \frac{\nu_{s_{dyn_s}}}{\rho_s} = 8,02 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.16)$$

Dále se vypočte jako pro předchozí médium hmotnostní tok:

$$\dot{m}_s = \frac{P}{c_{p_s} \cdot \Delta t_s} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{1,76 \cdot 10^3 \cdot 60} = 4,74 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.17)$$

Jedná se o přestup tepla křížovým tokem, který je zintenzivňován přepážkami, jde o nucenou konvekci. Ekvivalentní průměr skořepinové plochy pro trojúhelníkové rozložení trubek z [22]:

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{\text{tube}_p^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot \text{tube}_{OD}}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot \text{tube}_{OD}}{2}} \quad (4.18)$$

$$= \frac{4 \cdot \left(\frac{(18 \cdot 10^{-3})^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot 12 \cdot 10^{-3}}{2}} = 27 \text{ mm}$$

Vzorec je popsán jako čtyřnásobek volné průtočné plochy pro svazek podělený průtočným průměrem. Pro výpočet minimálního průměru svazku výměníku byla použita funkce z knihovny ht.DBundle_for_Ntubes_Phadkeb, která v závislosti na počtu trubek, jejich průměru, rozteči a úhlu rozložení vyšla - $D_{s,min} = 0,355 \text{ m}$

Průřez svazku je poté:

$$S_s = \frac{\pi \cdot D_{s,min}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,355^2}{4} = 0,099 \text{ m}^2 \quad (4.19)$$

Pro vertikální rozměr přepážek od pláště výměníku se volí rozpětí od 0,4 až 0,7 násobek minimální průměru svazku, pro naše zadání bylo zvoleno:

$$B_s = 0,7 \cdot D_{s,min} = 0,7 \cdot 0,355 = 0,25 \text{ m} \quad (4.20)$$

Rozteč vodorovná se vypočte jako:

$$tube_{p2} = \left(\frac{\frac{tube_p}{2}}{\tan(30^\circ)} \right) = \left(\frac{18 \cdot 10^{-3}}{\tan(30^\circ)} \right) = 15,58 \text{ mm} \quad (4.21)$$

Velikost mezer mezi trubkami trubkovnice:

$$e = tube_p - tube_{OD} = 18 - 12 = 6 \text{ mm} \quad (4.22)$$

Průtočná plocha pro sůl z [22]:

$$A_s = \frac{D_{s,min} \cdot e \cdot B_s}{tube_p} = \frac{0,355 \cdot 0,006 \cdot 0,25}{18 \cdot 10^{-3}} = 0,0295 \text{ m}^2 \quad (4.23)$$

Průtočná hmotnostní rychlost soli z [22]:

$$G_s = \frac{\dot{m}}{A_s} = \frac{4,74}{0,0295} = 160,8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-2} \quad (4.24)$$

Součinitel tepelné vodivosti:

$$a_s = \frac{\lambda_s}{\rho_s \cdot cp_s} = \frac{0,48}{1747,6 \cdot 1758} 7,24 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.25)$$

Výpočet podobnostních čísel Pr a Re :

$$Pr = \frac{vis_{kin_s}}{a_s} = \frac{8,02 \cdot 10^{-7}}{7,14 \cdot 10^{-6}} = 0,11 \quad (4.26)$$

$$Re = \frac{G_s \cdot De}{vis_{kin_s}} = \frac{160,8 \cdot 0,027}{8,02 \cdot 10^{-7}} = 3071 \quad (4.27)$$

Na výpočet součinitele přestupu tepla bylo třeba zjistit dynamickou viskozitu μ_w na povrchu trubky a dynamickou viskozitu pro teplotu na výstupu μ_b , hodnoty jsou zjištěné pomocí funkce Saltprop:

$$\mu_w = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

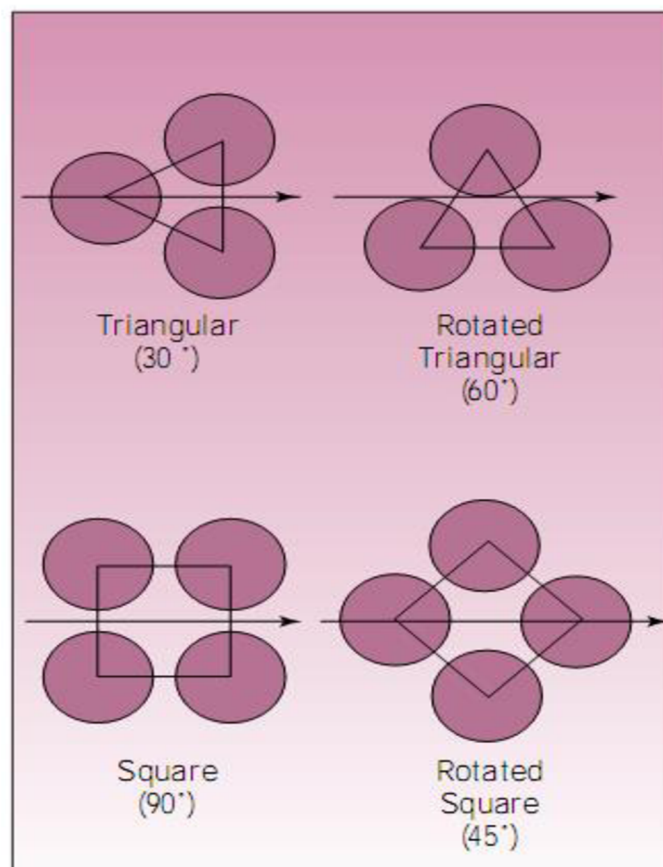
$$\mu_b = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Dále byla z Tab. 4 vybrána vhodná korelace dle odpovídajících podobnostních čísel. Nejlépe splňovala parametry korelace dle Kerna [29]:

$$\begin{aligned}
\alpha_s &= \frac{\lambda_s}{0,36 \cdot D_e} \cdot \left(\frac{D_e \cdot G_s}{dyn_{vis_s}} \right)^{0,55} \cdot \left(\frac{cp_s \cdot dyn_{vis_s}}{\lambda_s} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \\
&= \frac{0,48}{0,36 \cdot 0,027} \cdot \left(\frac{0,027 \cdot 160,8}{1,4 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,55} \\
&\cdot \left(\frac{1,76 \cdot 10^3 \cdot 1,4 \cdot 10^{-3}}{0,48} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{1,2 \cdot 10^{-3}}{1,4 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,14} \\
&= 1166 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}
\end{aligned}
\tag{4.28}$$

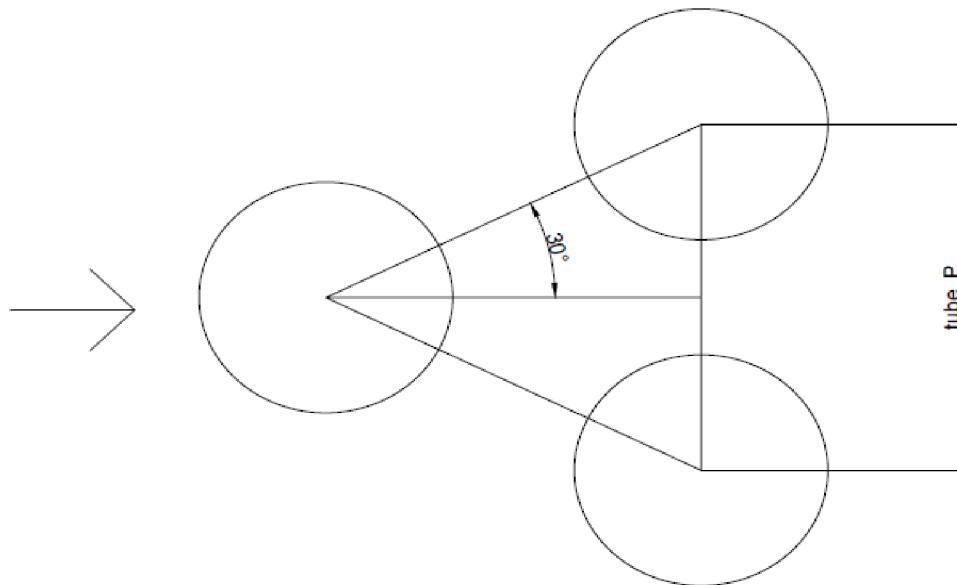
4.1.3 Návrh trubek pro výměník

Jako materiál pro trubky výměníku se zvolila nerezová ocel kvůli agresivitě média. Rozteč trubek se standartně určuje z intervalu 1,25 – 1,5 násobek vnějšího průměru trubky, pokud je však třeba, může se zvolit jiná rozteč. Na Obr. 23 jsou různé možnosti rozložení trubek v závislosti na směru protékajícího média.



Obr. 23 – Druhy layoutů trubek [14]

Pro výměník byla zvolena trojúhelníková struktura a 30% layout trubek v trubkovnici, viz Obr. 24.



Obr. 24 – Zvolený layout

Toto rozložení se používá pro turbulentní proudění, vysoké součinitele přestupu tepla a pro větší tlakové ztráty. Využívá se toho, že trubky ve výměníku nejsou za sebou, ale střídavě umístěny. Důležité veličiny pro výpočty a jejich hodnoty jsou v Tab. 8.

Tab. 8 – Výpočtové veličiny trubkovnice

Název	Označení	Hodnota
Počet trubek	$tube_N$	149
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{nerez}	$30 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Vnější průměr trubek	$tube_{OD}$	12 mm
Síla stěny trubek	$tube_T$	1 mm
Rozteč trubek	$tube_P$	18 mm
Úhel trubek	$tube_A$	30°
Průřez potrubí	$tube_{Area}$	$1,13 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$

Počet přepážek	N_b	10
-----------------------	-------	----

4.1.4 Součinitel prostupu tepla

Po vypočtení obou součinitelů přestupu tepla z Nusseltových čísel nebo přímo z daných korelací, můžeme spočítat součinitel prostupu tepla k . V tomto případě se jedná o prostup válcovou trubicí s kruhovým průřezem. Proces se skládá z dvou přestupů tepla a jednoho vedení stěnou. Vypočítá se ze vztahu:

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{1}{\frac{tube_{OD}}{\alpha_s \cdot (tube_{OD} - tube_T)} + \ln \frac{tube_{OD}}{tube_{OD} - tube_T} \cdot \frac{tube_{OD}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_p}} \\
 &= \frac{1}{\frac{12 \cdot 10^{-3}}{1166 \cdot (12 - 1) \cdot 10^{-3}} + \ln \frac{12 \cdot 10^{-3}}{(12 - 1) \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{12 \cdot 10^{-3}}{30} + \frac{1}{9796}} \quad (4.29) \\
 &= 996 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}
 \end{aligned}$$

Tento parametr je velmi důležitý pro celkový návrh rozměrů výměníku. Je závislý především na rozměru trubek a materiálu trubek. Teplosměnná plocha:

$$bundle_A = \frac{P}{k \cdot LMTD_x} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{996 \cdot 61,8} = 8,12 \text{ m}^2 \quad (4.30)$$

Délku trubek ve výměníku můžeme vyjádřit:

$$tube_L = \frac{bundle_A}{tube_N \cdot tube_{OD}} = \frac{7,27}{300 \cdot 12 \cdot 10^{-3}} = 4,54 \text{ m} \quad (4.31)$$

Výsledná délka trubky vyšla 4,54 m. Nesmíme však zapomínat na to, že máme výměník s U-trubicí, takže musíme tuto vzdálenost rozdělit dvěma. Výsledná délka jedné U-trubky je tedy 2,27 m. Tento rozměr budeme považovat v dalších krocích za střední hodnotu.

4.1.5 Výsledné parametry výměníku

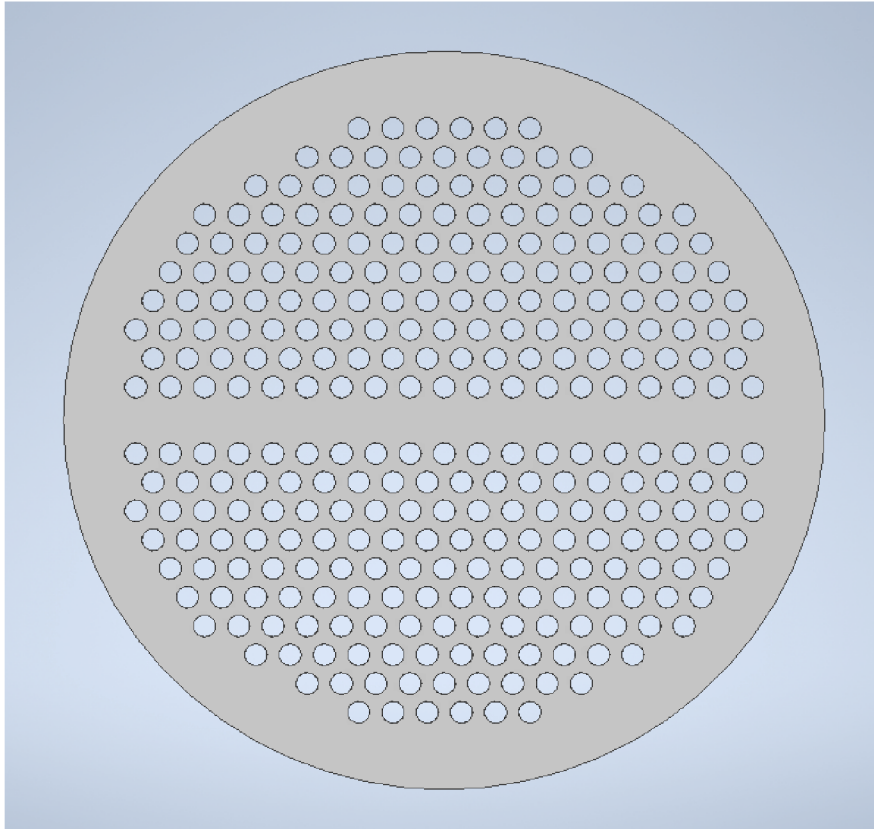
Shrnutí výsledných veličin a rozměrů důležitých pro návrh výměníku je uvedeno v Tab. 9.

Tab. 9 – Parametry výměníku

Parametr	Označení
Výkon výměníku	$P = 0,5 \text{ MW}$
Teplota horkého média na vstupu	$t_{p,in} = 250 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota horkého média na výstupu	$t_{p,out} = 242 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota studeného média na vstupu	$t_{s,in} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$
Teplota studeného média na výstupu	$t_{s,out} = 210 \text{ }^\circ\text{C}$
Pracovní tlak páry	$p_p = 3,6 \text{ Mpa}$
Pracovní tlak soli	$p_s = 0,3 \text{ Mpa}$
Hmotnostní tok páry	$\dot{m}_p = 0,28 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Hmotnostní tok soli	$\dot{m}_s = 4,74 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
Průměr svazku	$D_{s,min} = 0,355 \text{ m}$
Teplosměnná plocha	$bundle_A = 8,12 \text{ m}^2$
Délka trubek	$tube_L = 2,27 \text{ m}$

4.1.6 Schéma trubkovnice

Rozložení trubek v trubkovnici a trubkovém prostoru je důležitou částí návrhu výměníku. Pro daný počet trubek bylo navrženo trubkové pole, viz Obr. 25.



Obr. 25 – Trubkové pole

Trubky byly umístěny do 10 řad s vertikální roztečí pro rozložení trubek 30° . Vertikální rozteč je poté:

$$tube_{p2} = \frac{tube_p}{2 \cdot \tan(30)} = 15,588 \text{ mm} \quad (4.32)$$

Jelikož se jedná o U trubkový výměník tepla, je rozdělen do 2 pasáží, přičemž do vrchní části médium vstupuje a spodní částí vystupuje.

4.2 Výpočty a návrh hrdel

Vstupní a výstupní hrdla se navrhují z hmotnostního toku. V této kapitole se navrhují vstupní a výstupní rozměry hrdel jak pro sůl, tak pro páru. Dle vnitřního průměru z výpočtů se navrhuje daný kus vhodný pro výměník tepla.

4.2.1 Hrdlo pro vstup páry

U páry dochází ke kondenzaci v trubkách. Na vstupu do výměníku je přehřátá pára a hrdlo bude mít jiný rozměr než na výstupu, kde vytéká kondenzát. Pro výpočet je třeba znát hmotnostní tok páry, který byl již spočítán v kapitole tepelném výpočtu.

Výpočet hrdla pro vstup páry:

hmotnostní tok páry - $\dot{m}_p = 0,28 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

hustota páry na vstupu - $\rho_p = 17,9 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

zvolená rychlost na vstupu - $v_p = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průřez protékající páry:

$$S_p = \frac{\dot{m}_p}{\rho_p \cdot v_p} = \frac{0,28}{17,9 \cdot 5} = 0,0032 \text{ m}^2 \quad (4.33)$$

Vnitřní průměr hrdla pro páru:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot S_p}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0032}{\pi}} = 0,064 \text{ m} \quad (4.34)$$

Pro vstup páry se volí hrdlo o rozměru DN65 PN40.

4.2.2 Hrdlo pro odvod kondenzátu

Parametry na výstupu pro kondenzát:

Hustota kondenzátu - $\rho_{kond} = 810,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Hmotnostní průtok - $\dot{m}_p = 0,28 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Rychlost kondenzátu zvolena - $v_{kond} = 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průtočný průřez:

$$S_{kond} = \frac{\dot{m}_p}{\rho_{kond} \cdot v_{kond}} = \frac{0,28}{810,7 \cdot 5} = 6,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (4.35)$$

Vnitřní průměr hrdla:

$$D_{kond} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{kond}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6,9 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 9,4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (4.36)$$

Pro hrdlo výstupu kondenzátu byl zvolen rozměr DN50 PN40, pro odvod kondenzátu by byla dostatečná i menší světlost, avšak pro bezpečnost v provozu se zvolila větší.

4.2.3 Hrdlo pro vstup soli

Toto médium neprochází změnou fáze, a proto rozměry hrdel budou podobné na vstupu i na výstupu. Vstupní parametry:

Hustota soli na vstupu - $\rho_{s,in} = 1769,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Hmotnostní tok soli - $\dot{m}_s = 4,74 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Volená rychlost soli na vstupu - $v_{s,in} = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průtočný průřez soli na vstupu:

$$S_{s,in} = \frac{\dot{m}_s}{\rho_{s,in} \cdot v_{s,in}} = \frac{4,74}{810,7 \cdot 1} = 2,67 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (4.37)$$

Průměr hrdla na vstupu:

$$D_{s,in} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{s,in}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,67 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,058 \text{ m} \quad (4.38)$$

Pro hrdlo na vstupu pro sůl volíme velikost DN65 PN6.

4.2.4 Hrdlo pro sůl na výstupu

Hustota soli na vstupu - $\rho_{s,out} = 1725,6 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Hmotnostní tok soli - $\dot{m}_s = 4,74 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

Rychlost soli na vstupu - $v_{s,out} = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Průtočný průřez soli na výstup:

$$S_{s,out} = \frac{\dot{m}_s}{\rho_{s,out} \cdot v_{s,out}} = \frac{4,74}{1725,6 \cdot 1} = 2,74 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (4.39)$$

Průměr hrdla na výstupu:

$$D_{s,out} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{s,out}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,74 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,059 \text{ m} \quad (4.40)$$

Pro hrdlo na výstupu pro sůl volíme velikost DN65 PN6.

4.3 Hydraulický výpočet

Jedním z důležitých parametrů při návrhu výměníků jsou tlakové ztráty. Dají se ovlivnit především počtem a velikostí trubek, přepážkami a jejich vzdálenostmi a umístěním, součinitelem tření a kompozicí výměníku. Tlakové ztráty se základně dělí na místní a třecí.

4.3.1 Tlakové ztráty v plášti

Tlakové ztráty v plášti se můžeme získat z rovnic ze zdroje [22]. Třecí součinitel v plášti se poté vyjádří jako:

$$f_{shell} = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln Re_s) = 0,387 \quad (4.41)$$

Celková tlaková ztráta v plášti byla vypočítána pomocí funkce `ht.dP_Zukauskas`. Tato funkce je závislá na několika parametrech a to jsou: Reynoldsovo číslo, počet sad trubek, diagonální a vertikální rozteči, průměru trubky, hustotě média a maximální rychlosti proudění.

$$\text{ht.conv_tube_bank.dP_Zukauskas}(Re, n, ST, SL, D, rho, Vmax) \quad (4.42)$$

Výsledná tlaková ztráta v plášti je poté $\Delta p_s = 4448 \text{ Pa}$.

4.3.2 Tlaková ztráta v trubkách

Zvolená korelace je závislá na počtu chodů výměníkem N_p . Jelikož je výměník konstrukčně uspořádán jako dvouchodý, je hodnota $N_p = 2$. Dále je třeba zjistit Darcyho součinitel tření, který lze zjistit pomocí knihovny Fluids [25]. Zjištěný součinitel tření je $darcy_p = 0,052$. Konečná tlaková ztráta v trubkách dle [22]:

$$\begin{aligned} \Delta p_t &= \left(\frac{4 \cdot darcy_p \cdot tube_L \cdot N_p}{tube_{OD} - tube_T} + 4 \cdot N_p \right) \cdot \frac{\rho_p \cdot v_p^2}{2} \\ &= \left(\frac{4 \cdot 0,052 \cdot 2,27 \cdot 2}{(12 - 11) \cdot 10^{-3}} + 4 \cdot 2 \right) \cdot \frac{17,9 \cdot 0,93^2}{2} = 1320 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (4.43)$$

4.4 Pevnostní výpočet

Cílem pevnostního návrhu je vhodné nadimenzování a provedení pevnostního výpočtu pro konstrukční části – trubkovnice, plášť, komora a hrdla. Výpočty jsou provedeny dle normy ČSN 69 0010 a jejích kapitol pro každou z částí. Označení všech veličin v celém pevnostním výpočtu a jeho podkapitolách je také dle již zmíněné normy.

Vstupními parametry jsou:

Maximální dovolený tlak ve svazku – 4,2 MPa

Maximální dovolený tlak v plášti – 0,5 MPa

Maximální dovolená teplota pro svazek – 270 °C

Maximální dovolená teplota pro plášť - 230 °C

Výpočty se skládají z určení dovoleného namáhání, bezpečnosti, přídavek k výpočtové tloušťce apod. Označení je provedeno dle normy ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet pevnosti – Všeobecná část pro nádoby z oceli. [15]

4.4.1 Klenutá dna nádob

Výpočet je dle ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet pevnosti – 4.7 Klenutá dna nádob [16]. Dno nádoby se volí torosférické z materiálu P265GH o vnějším průměru 382 mm a tloušťce stěny 10 mm.

Parametry pro výpočet:

Mez kluzu - $R_{p0,2} = 265 \text{ Mpa}$

Minimální hodnota smluvní meze kluzu při teplotě 270 °C - $R_{p0,2t} = 204,5 \text{ Mpa}$

Pevnost v tahu - $R_m = 410 \text{ Mpa}$

Opravný součinitel k dovolenému namáhání – $\tau = 1$

Součinitel bezpečnosti pro:

provoz - $n_T = 1,5$

k mezi pevnosti - $n_B = 2,4$

tlakovou zkoušku - $n_{T-z} = 1,1$

Dovolené namáhání je poté:

$$[\sigma] = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_{p0,2t}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} = 1 \cdot \min \left\{ \frac{204,5}{1,5}; \frac{410}{2,4} \right\} = 136,3 \text{ MPa} \quad (4.44)$$

Dovolené namáhání pro tlakovou zkoušku:

$$[\sigma]_z = \tau \cdot \left\{ \frac{R_{p0,2}}{n_{T-z}} \right\} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\} = 240,9 \text{ Mpa}$$

Nezbytným parametrem je hodnota výpočtového tlaku pro plášť $p = 4,2 \text{ MPa}$ a zkušební tlak, který je:

$$p_t = 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 4,2 = 6,3 \text{ MPa} \quad (4.45)$$

4.4.1.1 Torosférické dno zatížené vnitřním přetlakem

Hodnoty potřebné pro výpočet:

Vnější průměr dna – $D_1 = 382 \text{ mm}$

Vnitřní průměr dna - $D = 362 \text{ mm}$

Součinitel – $\beta_1 = 1,51$

Součinitel – $\beta_2 = 1,5$

Přídavek k výpočtové tloušťce pro:

Vznik koroze - $c_1 = 1 \text{ mm}$

Ovlivnění zápornou tolerancí - $c_2 = 0,5 \text{ mm}$

Technologický přídavek - $c_3 = 0,6 \text{ mm}$

Součinitel hodnoty svarového spoje - $\varphi = 1$

Vnitřní poloměr klenutí ve vrcholu dna – $R = 382 \text{ mm}$

Celkový výpočtový přídavek:

$$c = c_1 + c_2 + c_3 = 1 + 0,5 + 0,6 = 2,1 \text{ mm} \quad (4.46)$$

Dále se počítají tloušťky stěn pro každou z oblastí dna. Pro okrajovou oblast:

$$s_{1r} = \frac{p \cdot D_1 \cdot \beta_1}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]} = \frac{4,3 \cdot 382 \cdot 1,51}{2 \cdot 1 \cdot 136,3} = 1,1 \text{ mm} \quad (4.47)$$

S připočtením přídavku k výpočtové tloušťce:

$$s_1 = s_{1r} + c = 1,1 + 2,1 = 3,2 \text{ mm} \quad (4.48)$$

Tloušťka pro oblast středovou:

$$s_{1r} = \frac{p \cdot R}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - 0,5 \cdot p} = \frac{4,3 \cdot 382}{2 \cdot 1 \cdot 136,3 - 0,5 \cdot 4,3} = 0,6 \text{ mm} \quad (4.49)$$

Připočtení přídavku:

$$s_r = s_{1r} + c = 0,6 + 2,1 = 2,7 \text{ mm} \quad (4.50)$$

Volíme tloušťku pro klenuté dno $s = 10 \text{ mm}$.

Kontrola dovoleného vnitřního přetlaku z pevnostní podmínky v okrajové oblasti:

$$[p] = \frac{2 \cdot (s - c) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{D_1 \cdot \beta_2} = \frac{2 \cdot (10 - 2,1) \cdot 1 \cdot 136,3}{382 \cdot 1,5} = 3,76 \text{ Mpa} \quad (4.51)$$

$3,76 \text{ Mpa} \geq 1,6 \text{ Mpa}$ – nerovnice je platná, navržené dno splňuje požadavek.

Dovolený vnitřní přetlak ve středové oblasti:

$$[p] = \frac{2 \cdot (s - c) \cdot \varphi \cdot [\sigma]}{R + 0,5 \cdot (s - c)} = \frac{2 \cdot (10 - 2,1) \cdot 1 \cdot 136,3}{382 + 0,5 \cdot (10 - 2,1)} = 6,19 \text{ Mpa} \quad (4.52)$$

$6,19 \text{ Mpa} \geq 1,6 \text{ Mpa}$ – nerovnice je platná, navržené dno splňuje požadavek.

Pomocí výpočtů bylo zjištěno, že zvolená tloušťka pro torosférické dno vyhovuje. Tyto výpočtové vzorce jsou platné v rozsahu:

$$2 \cdot 10^{-3} \leq \frac{s - c}{D} = \frac{10 - 2,1}{382} = 0,02 \leq 0,1 \quad (4.53)$$

4.4.2 Pevnost pláště pro sůl

Následující výpočty pro celou kapitolu jsou dle normy ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet pevnosti – Část 4.5 Válcové části nádob [18]. Válcová část pláště byla volena na stejnou tloušťku $s = 10 \text{ mm}$ a vnější průměr $D = 382 \text{ mm}$, materiál části je P265GH.

Mez kluzu - $R_{p0,2} = 265 \text{ Mpa}$

Minimální hodnota smluvní meze kluzu při teplotě 250 °C - $R_{p0,2t} = 208,5 \text{ Mpa}$

Pevnost v tahu - $R_m = 410 \text{ Mpa}$

Opravný součinitel k dovolenému namáhání – $\tau = 1$

Součinitel bezpečnosti pro:

provoz - $n_T = 1,5$

k mezi pevnosti - $n_B = 2,4$

tlakovou zkoušku - $n_{T-z} = 1,1$

Dovolené namáhání je poté:

$$[\sigma] = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_{p0,2t}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} = 1 \cdot \min \left\{ \frac{208,5}{1,5}; \frac{410}{2,4} \right\} = 139 \text{ MPa} \quad (4.54)$$

Dovolené namáhání pro tlakovou zkoušku:

$$[\sigma]_z = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_{p0,2}}{n_{T-z}} \right\} = 1 \cdot \min \left\{ \frac{265}{1,1} \right\} = 240,9 \text{ MPa}$$

Nezbytným parametrem je hodnota výpočtového tlaku pro plášť $p = 4,2 \text{ MPa}$ a zkušební tlak, který je:

$$p_t = 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 4,2 = 6,3 \text{ MPa} \quad (4.55)$$

4.4.2.1 Válcová skořepina zatížená vnitřním přetlakem (sůl)

Parametry pro výpočet:

Vnitřní průměr skořepiny - $D = 362 \text{ mm}$

Součinitel svarového spoje - $\varphi_p = 0,7$

Přidávky k výpočtovým tloušťkám:

Vliv koroze - $c_1 = 1 \text{ mm}$

Technologický přídavek - $c_3 = 0,6 \text{ mm}$

Celkový výpočtový přídavek - $c_1 + c_3 = 1,6 \text{ mm}$

Tloušťka stěny pro plášť:

$$s_r = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \varphi_p \cdot [\sigma] - p} = \frac{4,2 \cdot 362}{2 \cdot 0,7 \cdot 139 - 4,2} = 1,4 \text{ mm} \quad (4.56)$$

Celková tloušťka:

$$s = s_r + c = 1,4 + 1,6 = 3 \text{ mm} \quad (4.57)$$

Tloušťka s pláště se volí 10 mm.

Dovolený přetlak:

$$[p] = \frac{2 \cdot (s - c) \cdot \varphi_p \cdot [\sigma]}{D + (s - c)} = \frac{2 \cdot (10 - 1,6) \cdot 0,7 \cdot 139}{362 + (10 - 1,6)} = 6,25 \text{ MPa} \quad (4.58)$$

6,25 MPa \geq 1,6 MPa – z nerovnice vyplývá, že zvolená návrhová tloušťka pláště pro válcovou skořepinu vyhovuje. Pro výpočtové vzorce s $D \geq 200 \text{ mm}$ platí:

$$\frac{s - c}{D} = \frac{10 - 1,6}{362} = 0,02 \leq 0,1 \quad (4.59)$$

4.4.3 Pevnostní výpočet trubkovnice

Následující výpočty jsou dle normy ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Část 4.13 Trubkové výměníky tepla [17]. Tloušťka trubkovnice byla zvolena $s_p = 20 \text{ mm}$ a materiál je P355GH.

4.4.3.1 Platnost vzorců pro trubkovnice

Tloušťka trubkovnice v netrubkované oblasti a trubkovaném poli - $s_p = 20 \text{ mm}$

Přidávky k výpočtové tloušťce:

pro vliv koroze - $c_1 = 1 \text{ mm}$

technologický - $c_3 = 1 \text{ mm}$

Celkový výpočtový přírůstek - $c_1 + c_3 = 2 \text{ mm}$

Vnitřní průměr pláště - $D = 362 \text{ mm}$

$$\frac{s_t - c}{D} = \frac{20 - 2}{362} = 0,05 \leq 0,4 \quad (4.60)$$

4.4.3.2 Výpočtové parametry trubkovnice

Parametry potřebné pro výpočet:

Vnější průměr trubky – $tube_{OD} = 12 \text{ mm}$

Tloušťka stěny trubky – $tube_T = 1 \text{ mm}$

Součet výpočtových tlouštěk pro trubku – $c_T = 0,4 \text{ mm}$

Součinitel rozložení trubek trojúhelníkové - $\theta = 1,15$

Tloušťka pláště – $t_{pl} = 10 \text{ mm}$

Svarový spoj – délka svarového spoje trubky a trubkovnice:

$$a = 0,7 \cdot t_{pl} = 0,7 \cdot 10 = 7 \text{ mm} \quad (4.61)$$

Počet trubek - $tube_N = 149$

Rozteč trubek - $tube_P = 18 \text{ mm}$

Výpočtový průměr otrubkované plochy:

$$D_R = 2 \cdot tube_P \cdot \sqrt{\frac{tube_N}{\pi \cdot \theta}} = 2 \cdot 18 \cdot \sqrt{\frac{149}{\pi \cdot 1,15}} = 0,23 \text{ m} \quad (4.62)$$

Průměr otrubkované plochy je $D_R = 355 \text{ mm}$ dle trubkové sítě z návrhu. Výpočtový průměr trubkovnice $D_H = 580 \text{ mm}$.

Šířka netrubkové okraje se vypočte:

$$b = \frac{D_H - D_R}{2} = \frac{580 - 355}{2} = 112,5 \text{ mm} \quad (4.63)$$

Bezrozměrná šířka netrubkovaného okraje:

$$\lambda_B = \frac{2 \cdot b}{D_R} = \frac{2 \cdot 112,5}{355} = 0,63 \quad (4.64)$$

Součinitelé vlivu přetlaku na trubkovnici:

$$\eta_1 = 1 - \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{tube_{OD}}{tube_P}\right)^2 = 1 - \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{12}{18}\right)^2 = 0,65 \quad (4.65)$$

$$\eta_2 = 1 - \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{tube_{OD} - 2 \cdot tube_T}{tube_P} \right)^2 = 1 - \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{12 - 2 \cdot 1}{18} \right)^2 = 0,76 \quad (4.66)$$

Pro další výpočty jsou důležité hodnoty přetlaku v mezitrubkovém prostoru $p_1 = 0,5 \text{ Mpa}$ a v prostoru trubkovém $p_2 = 4,3 \text{ Mpa}$. Efektivní přetlak se poté vypočte:

$$p_E = p_2 \cdot \eta_2 - p_1 \cdot \eta_1 = 4,3 \cdot 0,76 - 0,5 \cdot 0,65 = 2,86 \text{ Mpa} \quad (4.67)$$

Efektivní průměr otvoru v trubkovnici:

$$d_E = tube_{OD} - 2 \cdot tube_T = 12 - 2 = 10 \text{ mm} \quad (4.68)$$

Dovolené zatížení trubek:

Dovolené namáhání trubek při výpočtové teplotě - $[\sigma]_T = 167 \text{ MPa}$

Dovolené namáhání trubkovnice při výpočtové teplotě - $[\sigma]_P = 265 \text{ MPa}$

Součinitel plochy průřezu:

$$\vartheta = \pi \cdot \frac{(tube_{OD} - tube_T) \cdot (tube_T - c_T)}{tube_P^2} = \pi \cdot \frac{(12 - 1) \cdot (1 - 0,4)}{18^2} = 0,064 \quad (4.69)$$

Součinitel vlivu dvouosého namáhání – u pevných trubkovnic:

$$\gamma = 1 - \frac{(tube_{OD} - tube_T) \cdot |p_2 - p_1|}{2 \cdot (tube_T - c_T) \cdot \sigma_T} = 1 - \frac{(12 - 1) \cdot |4,3 - 0,5|}{2 \cdot (1 - 0,4) \cdot 167} = 0,82 \quad (4.70)$$

Z pevnosti trubek vychází výpočet dovoleného zatížení:

$$q_T = \vartheta \cdot \gamma \cdot \sigma_T = 0,064 \cdot 0,82 \cdot 167 = 8,76 \text{ MPa} \quad (4.71)$$

4.4.3.3 Pevná trubkovnice

Největší volná plocha vepsaná do oválu největší netrubkové osy, dle návrhu trubkové sítě:

$L = 30 \text{ mm}$ a $H = 20 \text{ mm}$.

Tloušťka trubkovnice:

$$\begin{aligned} s_{pr} &= 0,5 \cdot H \cdot \sqrt{\frac{3}{1 + \frac{H}{L} + \left(\frac{H}{L}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{|p_2 - p_1|}{[\sigma]_p}} \\ &= 0,5 \cdot 150 \cdot \sqrt{\frac{3}{1 + \frac{20}{30} + \left(\frac{20}{30}\right)^2}} \cdot \sqrt{\frac{|4,3 - 0,5|}{167}} = 4,1 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4.72)$$

S přidáním výpočtových tlouštěk:

$$s_p = s_{pr} + c = 4,1 + 2 = 6,1 \text{ mm} \quad (4.73)$$

Tloušťka pro netrubkový okraj:

$$s_{pr} = 0,85 \cdot b \cdot \sqrt{\frac{|p_2 - p_1|}{[\sigma]_p}} = 0,85 \cdot 42,5 \cdot \sqrt{\frac{4,3 - 0,5}{167}} = 4,2 \text{ mm} \quad (4.74)$$

Dovolená tahová síla:

$$\begin{aligned} [F^+] &= \pi \cdot (D + s + c) \cdot (s - c) \cdot [\sigma] \cdot \varphi_t \\ &= \pi \cdot (362 + 10 + 1,5) \cdot (10 - 1,5) \cdot 139 \cdot 0,7 = 945250 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.75)$$

Dovolená osová síla v plastické oblasti:

$$\begin{aligned} [F]_p &= \pi \cdot (D + s + c) \cdot (s - c) \cdot [\sigma] \\ &= \pi \cdot (362 + 10 + 1,5) \cdot (10 - 1,5) \cdot 139 = 1350357 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.76)$$

Dovolená osová síla v elastické oblasti:

$$\begin{aligned}
[F]_E &= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_u} \cdot D^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (s - c)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (s - c)}{D}} \\
&= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 208000}{2,4} \cdot 362^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (10 - 1,5)}{362} \right]^2 \\
&\quad \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (10 - 1,5)}{362}} = 29727347 \text{ N}
\end{aligned} \tag{4.77}$$

Dovolená osová tlaková síla:

$$[F^-] = \frac{[F]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_p}{[F]_E} \right)^2}} = \frac{1350357}{\sqrt{1 + \left(\frac{1350357}{29727347} \right)^2}} = 1348966 \text{ N} \tag{4.78}$$

Kontrola pevnosti pláště:

$$\begin{aligned}
-[F^-] &\leq \frac{\pi \cdot D_R^2}{4} \cdot [p_2 \cdot (1 + \lambda_B) + p_1 \cdot \lambda_B] \leq [F^+] \\
-1348966 \text{ N} &\leq \frac{\pi \cdot 380^2}{4} \cdot [4,3 \cdot (1 + 0,24) + 0,5 \cdot 0,24] \leq 1017154 \\
-1451211 \text{ N} &\leq 527102 \text{ N} \leq 945250 \text{ N}
\end{aligned} \tag{4.79}$$

4.4.4 Pevnostní výpočet hrdla pro přírubu DN65 PN40

Následující výpočty jsou dle normy ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet pevnosti – Část 4.5 - Válcové části nádob [18]. Pro válcovou část nádoby byla zvolena tloušťka 2,9 mm a vnější průměr 76,1 mm a materiál P265GH.

Parametry pro výpočet:

Mez kluzu - $R_{p0,2} = 265 \text{ Mpa}$

Minimální hodnota smluvní meze kluzu při teplotě 270 °C - $R_{p0,2t} = 204,5 \text{ Mpa}$

Pevnost v tahu - $R_m = 410 \text{ Mpa}$

Opravný součinitel k dovolenému namáhání - $\tau = 1$

Součinitelé bezpečnosti pro:

provoz - $n_T = 1,5$

k mezi pevnosti - $n_B = 2,4$

tlakovou zkoušku - $n_{T-z} = 1,1$

Dovolené namáhání je poté:

$$[\sigma] = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_{p0,2t}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} = 1 \cdot \min \left\{ \frac{204,5}{1,5}; \frac{410}{2,4} \right\} = 136,3 \text{ MPa} \quad (4.80)$$

Dovolené namáhání pro tlakovou zkoušku:

$$[\sigma]_z = \tau \cdot \left\{ \frac{R_{p0,2}}{n_{T-z}} \right\} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\} = 240,9 \text{ MPa} \quad (4.81)$$

Nezbytným parametrem je hodnota výpočtového tlaku pro plášť $p = 4,2 \text{ MPa}$ a zkušební tlak, který je:

$$p_t = 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 4,2 = 6,3 \text{ MPa} \quad (4.82)$$

4.4.4.1 Pevnostní výpočet skořepinové části

Hodnoty pro výpočet:

Vnitřní průměr válcové části - $D = 70,3 \text{ mm}$

Součinitel svarového spoje - $\varphi_p = 1$

Přídavky k výpočtové tloušťce:

pro vliv koroze - $c_1 = 1 \text{ mm}$

technologický - $c_3 = 0,4 \text{ mm}$

Celkový výpočtový přídavek - $c = c_1 + c_3 = 1,4 \text{ mm}$

Tloušťka stěny skořepiny:

$$s_r = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \varphi_p \cdot [\sigma] - p} = \frac{4,3 \cdot 70,3}{2 \cdot 1 \cdot 136,3 - 4,3} = 2,5 \text{ mm} \quad (4.83)$$

Tloušťka s připočtením výpočtového přídatku – $s = s_r + c = 2,5 + 1,4 = 3,9 \text{ mm}$

Výsledná zvolená tloušťka je $s = 4 \text{ mm}$.

Kontrola dovoleného vnitřního přetlaku:

$$[p] = \frac{2 \cdot (s - c) \cdot \varphi_p \cdot [\sigma]}{D + (s - c)} = \frac{2 \cdot (4 - 1,4) \cdot 1 \cdot 136,3}{70,2 + (4 - 1,4)} = 9,72 \text{ MPa} \geq 4,3 \text{ MPa} \quad (4.84)$$

Z výsledků je zřejmé, že zvolená tloušťka s vyhovuje.

Rozsah platnosti vzorců:

$$\frac{s - c}{D} = \frac{4 - 1,4}{70,2} = 0,037 \leq 0,3 \quad (4.85)$$

Tato podmínka je platná pro skořepiny s $D \leq 200 \text{ mm}$.

4.4.5 Pevnostní výpočet hrdla pro přírubu DN50 PN40

Následující výpočty jsou dle normy ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet pevnosti – Část 4.5 - Válcové části nádob [18]. Pro válcovou část nádoby byla zvolena tloušťka 2,9 mm a vnější průměr 60,3 mm a materiál P265GH.

Parametry pro výpočet:

Mez kluzu - $R_{p0,2} = 265 \text{ Mpa}$

Minimální hodnota smluvní meze kluzu při teplotě 270 °C - $R_{p0,2t} = 204,5 \text{ Mpa}$

Pevnost v tahu - $R_m = 410 \text{ Mpa}$

Opravný součinitel k dovolenému namáhání – $\tau = 1$

Součinitelé bezpečnosti pro:

provoz - $n_T = 1,5$

k mezi pevnosti - $n_B = 2,4$

tlakovou zkoušku - $n_{T-z} = 1,1$

Dovolené namáhání je poté:

$$[\sigma] = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_{p0,2t}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} = 1 \cdot \min \left\{ \frac{204,5}{1,5}; \frac{410}{2,4} \right\} = 136,3 \text{ MPa} \quad (4.86)$$

Dovolené namáhání pro tlakovou zkoušku:

$$[\sigma]_z = \tau \cdot \left\{ \frac{R_{p0,2}}{n_{T-z}} \right\} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\} = 240,9 \text{ MPa} \quad (4.87)$$

Nezbytným parametrem je hodnota výpočtového tlaku pro plášť $p = 4,2 \text{ MPa}$ a zkušební tlak, který je:

$$p_t = 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 4,2 = 6,3 \text{ MPa} \quad (4.88)$$

4.4.5.1 Pevnostní výpočet skořepinové části

Hodnoty pro výpočet:

Vnitřní průměr válcové části - $D = 54,5 \text{ mm}$

Součinitel svarového spoje - $\varphi_p = 1$

Přidávky k výpočtové tloušťce:

pro vliv koroze - $c_1 = 1 \text{ mm}$

technologický - $c_3 = 0,4 \text{ mm}$

Celkový výpočtový přírůstek - $c = c_1 + c_3 = 1,4 \text{ mm}$

Tloušťka stěny skořepiny:

$$s_r = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \varphi_p \cdot [\sigma] - p} = \frac{4,3 \cdot 54,5}{2 \cdot 1 \cdot 136,3 - 4,3} = 0,1 \text{ mm} \quad (4.89)$$

Tloušťka s připočtením výpočtového přírůstku - $s = s_r + c = 0,1 + 1,4 = 1,5 \text{ mm}$

Výsledná zvolená tloušťka je $s = 2,9 \text{ mm}$.

Kontrola dovoleného vnitřního přetlaku:

$$[p] = \frac{2 \cdot (s - c) \cdot \varphi_p \cdot [\sigma]}{D + (s - c)} = \frac{2 \cdot (2,9 - 1,4) \cdot 1 \cdot 136,3}{17,2 + (2,9 - 1,4)} = 7,3 \text{ MPa} \geq 4,3 \text{ MPa} \quad (4.90)$$

Z výsledků je zřejmé, že zvolená tloušťka s vyhovuje.

Rozsah platnosti vzorců:

$$\frac{s - c}{D} = \frac{2,9 - 1,4}{17,2} = 0,028 \leq 0,3 \quad (4.91)$$

Tato podmínka je platná pro skořepiny s $D \leq 200 \text{ mm}$.

4.4.6 Pevnostní výpočet hrdla pro přírubu DN65 PN6

Následující výpočty jsou dle normy ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet pevnosti – Část 4.5 - Válcové části nádob [18]. Pro válcovou část nádoby byla zvolena tloušťka 4 mm a vnější průměr 73 mm a materiál P265GH. Jelikož se jedná o hrdla pro sůl, obě hrdla jsou stejná, proto je zde pouze jeden výpočet, platící pro obě.

Parametry pro výpočet:

Mez kluzu - $R_{p0,2} = 265 \text{ Mpa}$

Minimální hodnota smluvní meze kluzu při teplotě 250 °C - $R_{p0,2t} = 208,5 \text{ Mpa}$

Pevnost v tahu - $R_m = 410 \text{ Mpa}$

Opravný součinitel k dovolenému namáhání - $\tau = 1$

Součinitelé bezpečnosti pro:

provoz - $n_T = 1,5$

k mezi pevnosti - $n_B = 2,4$

tlakovou zkoušku - $n_{T-z} = 1,1$

Dovolené namáhání je poté:

$$[\sigma] = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_{p0,2t}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} = 1 \cdot \min \left\{ \frac{208,5}{1,5}; \frac{410}{2,4} \right\} = 139 \text{ MPa} \quad (4.92)$$

Dovolené namáhání pro tlakovou zkoušku:

$$[\sigma]_z = \tau \cdot \left\{ \frac{R_{p0,2}}{n_{T-z}} \right\} = 1 \cdot \left\{ \frac{265}{1,1} \right\} = 240,9 \text{ Mpa} \quad (4.93)$$

Nezbytným parametrem je hodnota výpočtového tlaku pro plášť $p = 0,5 \text{ Mpa}$ a zkušební tlak, který je:

$$p_t = 1,5 \cdot p = 1,5 \cdot 0,5 = 0,75 \text{ Mpa} \quad (4.94)$$

4.4.6.1 Pevnostní výpočet skořepinové části

Hodnoty pro výpočet:

Vnitřní průměr válcové části - $D = 65 \text{ mm}$

Součinitel svarového spoje - $\varphi_p = 1$

Přidávky k výpočtové tloušťce:

pro vliv koroze - $c_1 = 1 \text{ mm}$

technologický - $c_3 = 0,4 \text{ mm}$

Celkový výpočtový přírůstek - $c = c_1 + c_3 = 1,4 \text{ mm}$

Tloušťka stěny skořepiny:

$$s_r = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \varphi_p \cdot [\sigma] - p} = \frac{4,3 \cdot 65}{2 \cdot 1 \cdot 139 - 0,5} = 0,2 \text{ mm} \quad (4.95)$$

Tloušťka s připočtením výpočtového přírůstku - $s = s_r + c = 0,2 + 1,4 = 1,6 \text{ mm}$

Výsledná zvolená tloušťka je $s = 4 \text{ mm}$.

Kontrola dovoleného vnitřního přetlaku:

$$[p] = \frac{2 \cdot (s - c) \cdot \varphi_p \cdot [\sigma]}{D + (s - c)} = \frac{2 \cdot (4 - 1,4) \cdot 1 \cdot 139}{65 + (4 - 1,4)} = 10,5 \text{ Mpa} \geq 0,5 \text{ Mpa} \quad (4.96)$$

Z výsledků je zřejmé, že zvolená tloušťka s vyhovuje.

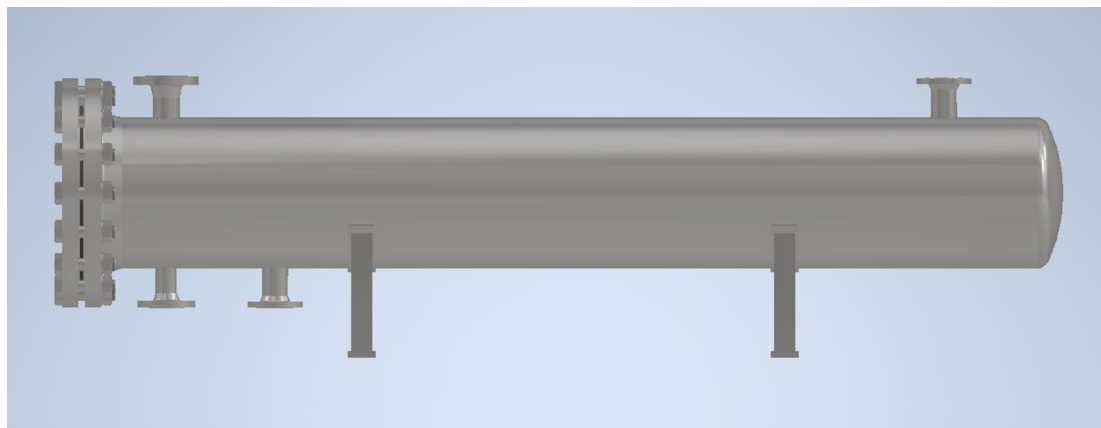
Rozsah platnosti vzorců:

$$\frac{s - c}{D} = \frac{4 - 1,4}{65} = 0,04 \leq 0,3 \quad (4.97)$$

Tato podmínka je platná pro skořepiny s $D \leq 200 \text{ mm}$.

5 Výměník tepla

Po dokončení výpočtové, pevnostní části a zkontrolování všech parametrů v CAD softwaru po konstrukční stránce byl vytvořen 3D model sestavy v programu Inventor. Na Obr. 26 je finální model výměníku v základním pohledu. Z něho byl poté vytvořen 2D výkres výměníku, který bude k dispozici v příloze.



Obr. 26 – Model výměníku

Na Obr. 26 je výsledný horizontální výměník tepla typu shell and tube. Dle TEMA tabulek se konstrukčně jedná o typ NEU. Ten byl zkonstruován na základě všech dílčích výpočetních částí. V následující tabulce jsou vypsány všechny důležité údaje o výměníku tepla, včetně jeho rozměrů a dalších parametrů, jak vstupních, tak vypočtených.

Tab. 10 – Výsledné shrnutí parametrů výměníku

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Výkon výměníku	P	0,5	MW
Vstupní teplota soli	$t_{s,in}$	150	$^{\circ}C$
Výstupní teplota soli	$t_{s,out}$	210	$^{\circ}C$
Vstupní teplota páry	$t_{p,in}$	250	$^{\circ}C$
Výstupní teplota	$t_{p,out}$	242	$^{\circ}C$

kondenzátu			
Pracovní tlak páry	p_p	3,6	<i>MPa</i>
Pracovní tlak soli	p_s	0,3	<i>MPa</i>
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}_p	0,28	$kg \cdot s^{-1}$
Hmotnostní průtok soli	\dot{m}_s	4,74	$kg \cdot s^{-1}$
Délka výměníku	L_v	2838	<i>mm</i>
Průměr výměníku	H_v	382	<i>mm</i>
Vnější průměr víka	R_v	580	<i>mm</i>
Počet hrdel	n_h	4	—
Vstupní hrdlo páry	$H1$	DN65 PN40	—
Výstupní hrdlo kondenzátu	$H2$	DN50 PN40	—
Vstupní hrdlo soli	$H3$	DN65 PN6	—
Výstupní hrdlo soli	$H4$	DN65 PN6	—
Počet trubek	N_{tubes}	149	—
Počet přepážek	N_b	10	—
Součinitel přestupu tepla pro sůl	α_s	1166	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel přestupu tepla pro kondenzaci páry	α_p	9796	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$

Součinitel prostupu tepla	k	996	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Teplosměnná plocha	$boundle_A$	8,12	m^2
Tlaková ztráta v trubkách	$delta_{ps}$	1320	Pa
Tlaková ztráta v plášti	$delta_{pt}$	4448	Pa

Médií ve výměníku je tekutá sůl Hitec a vodní pára/kondenzát. Materiál všech počítaných částí v pevnostním výpočtu na tlakové nádoby je P265GH. Trubkovnice je z materiálu P355GH.

5.1 Technický popis

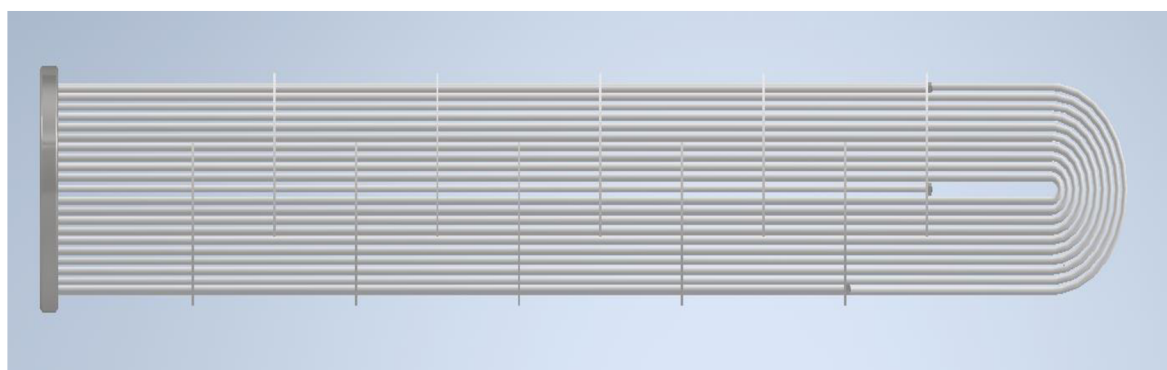
Výsledný horizontální tepelný výměník-ohřívák typu shell and tube byl konstrukčně sestaven jako typ NEU. Tento typ výměníku s hlavou N umožňuje přístup k čištění nebo opravě trubkového svazku. Trubkový svazek se skládá z U-trubek, které jsou rozmístěny v trojúhelníkovém uspořádání s polovičním vrcholem 30°. U-trubky byly zvoleny především kvůli teplotní roztažnosti a minimalizaci svarů v plášťové části. Svazek se skládá ze 149 trubek v deseti trubkových řadách. Jeho součástí je 10 přepážek, vodící tyče a spacers. Přepážky zde zajišťují zintenzivnění přestupu tepla a mají pomocnou funkci proti rozkmitu trubek. Mezi pláštěm a přepážkami je minimální prostor, který by měl stačit k případnému vypuštění výměníku. Vzdálenosti přepážek jsou zajistěny spacers na vodících tyčích a připevněny maticemi. Trubky jsou svařeny s trubkovnicí a trubkovnice je pevně navařena do pláště. Při výběru vhodného typu výměníku bylo cílem především zamezit možnému úniku soli z výměníku pro její chemickou agresivitu a omezit počet svarů na minimum. Proto byla trubkovnice přivařena k plášti, aby zde nebyla možnost úniku média. Pro vstup a výstup médií byly vypočteny a následně zvoleny hrdla s přírubami. V případě pro sůl by pro připojení bylo vhodné zajištění grafitovým těsněním. Přírubový spoj je výhodnější z hlediska montáže, ale pokud by se jevil jako nevyhovující, je možnost vyrobit nebo modifikovat výměník s navařovacími nátrubky.

Na Obr. 27 je 3D model výměníku tepla v polovičním řezu pro lepší popis jeho funkce. Přírubovým otvorem vlevo nahoře v hlavové části výměníku vstupuje do vnitřních prostor vodní pára o teplotě 250 °C a tlaku 3,6 MPa. Ta posléze z vrchní komory hlavy putuje U-trubkami, kde probíhá tepelná výměna s médiem v plášti a vodní pára kondenzuje. Poté kondenzát putuje trubkami až ke spodnímu výstupnímu otvoru, který je menší než otvor vstupní a odtéká z výměníku ven při teplotě 242 °C. V plášťové části vstupuje spodním hrdlem tekutá sůl o teplotě 150°C a tlaku 0,3 Mpa. Ta proudí skrze sérii přepážek křížovým tokem přes trubkový svazek, kde probíhá tepelná výměna. Na vrchní části pláště poté hrdlem putuje ohřátá sůl o teplotě 210 °C dále.



Obr. 27 – Model výměníku v řezu

Na Obr. 28 je samotný trubkový svazek U-trubek s trubkovnicí, přepážkami, vodícími tyčemi a dalšími nezbytnými částmi svazku.



Obr. 28 – Výsledný trubkový svazek

5.2 Diskuze výsledků

Pro dané zadání byl navržen výměník o rozměrech uvedených v Tab. 10. Výsledné rozměry byly určeny po kompletním dokončení a zkontrolování výpočtů v SW Spyder v

Pythonu a případně vhodně upraveny dle výsledků a konstrukčního uspořádání. Velikost svazku výměníku je značně dána především velikostí výkonu a dalších vstupních parametrů. Důležitým faktorem jsou také média a skupenské změny, při kterých se značně zvyšuje součinitel přestupu tepla. Z provozních důvodů byla sůl umístěna v plášti a pára v trubkách pro lepší a jednodušší variantu řešení díky odvodu kondenzátu a agresivitě média. Pro výměníky typu shell and tube platí pravidlo, kde by měl být minimální průměr svazku v rozmezí jedné pětiny až jedné pětadvacetiny délky svazku. Tento konstrukční požadavek byl splněn.

Z tepelných výpočtů je důležitý především součinitel přestupu tepla. V obou případech vychází v očekávaných mezích, přičemž jeho hodnoty by bylo možné nejjednodušeji měnit změnou výkonu. Díky skupenské změně (kondenzaci) vychází součinitel přestupu tepla několikrát větší pro vodní páru. Velikost může být také ovlivněna do značné míry volbou korelací, kterých je mnoho pro různé případy. Jejich výsledky by se však měly lišit maximálně v řádech několika procent. Tlakové ztráty v trubkách jsou přiměřené pro tuto délku. Pro tlakové ztráty v plášti hrají roli především vertikální přepážky, které ztrátu zvětšují, za cenu lepší intenzity přestupu tepla. Tlaková ztráta by se dále dala optimalizovat jiným rozložením přepážek, jejich odstraněním nebo zvolením více chodů v plášti. Jako v předchozím případě jsou drobné odchylky v korelacích, především pro Hitec. Cílem výpočtů bylo snížit tlakové ztráty při zachování dobrého součinitele přestupu tepla.

Dle platných norem viz kapitola 4.4, byl nadimenzován výměník pro bezpečný a dlouhodobý provoz. Tloušťky stěn pláště, den, hrdel a trubkovičky byly předimenzovány o několik procent oproti minimálním možným rozměrům pro lepší spolehlivost a trvanlivost. To platí i pro ostatní části výměníku.

Provozně by měla být možnost výměník vyprázdnit avšak na úkor zanedbatelného průtoku za přepážkou, díky vůli mezi pláštěm a přepážkou. Při potřebě by měl výměník být schopen fungovat i za zvýšení tlaku či teploty jednoho nebo obou médií, není to avšak za těchto podmínek doporučeno pro dlouhodobý provoz. Přístup do trubkové části výměníku je zajištěn přírubovým spojem v hlavové části výměníku.

Závěr

V Diplomové práci jsou zpracovávány výměníky tepla, jejich rozdělení dle různých parametrů a použití pro specifické účely. Z široké škály výměníku se práce zabývá především trubkovými výměníky a jejich různými konstrukčními variantami. V teoretické části je seznámení s výměníky tepla a jejich druhy a rozdělením. Dalšími body práce jsou obecně platné tepelné výpočty a jejich mechanismy, hydraulické výpočty a pevnostní výpočty pro trubkové výměníky tepla.

Praktická část se zabývá návrhem výměníku tepla, kde bylo cílem navrhnout vhodný výměník tepla pro kombinaci médií vodní pára a sůl Hitec. Po vybrání základního konstrukčního uspořádání se zvolily vstupní parametry pro následné výpočty. Na základě tepelného výpočtu byla zjištěna teplosměnná plocha a další základní rozměry výměníku jako je délka trubek či minimální průměr svazku. Z hydraulického výpočtu byly získány tlakové ztráty ve svazku a plášti. V pevnostní části byly navrženy rozměry a tloušťky jednotlivých řešených částí výměníku, především tlakových skořepin. Po pevnostním výpočtu a získání potřebných rozměrů pro bezpečnou a spolehlivou funkčnost se postoupilo ke konstrukční části. Jako výpočtový software byl použit Python 3.8 a jeho SW Spyder, ve kterém se vytvořil skript pro zpětnou změnu jakýchkoliv použitých parametrů při neuspokojivých výsledcích některé z výpočtových částí.

Další částí diplomové práce bylo vytvoření modelu sestavy pro výsledný výměník ve 3D softwaru Autocad Inventor. Při tvorbě modelu lze objevit provozní potřeby, které z výpočtů nelze zjistit. Proto byl následně výměník konstrukčně upraven, avšak bez vlivů na změnu počítaných hodnot nebo jiné již předem dané parametry. Z modelu byl dále vytvořen 2D výkres výměníku tepla, který bude v příloze společně se skriptem softwaru Python.

Výsledný výměník byl navržen na provoz v procesním inženýrství, avšak tato kombinace médií se uplatňuje především v teplárenství. Tam se používá pro uchovávání tepelné energie ohřátím soli ze zásobníku a jejím přečerpáváním mezi nádržemi v případě nedostatečného odběru tepla ze sítě.

Závěrem byla shrnuta některá provozní omezení vyplývající z výpočtů provedených v návrhu výměníku a zhodnocení vypočtených hodnot a diskuze výsledků. Důležitým konstrukčním omezením je umístění soli Hitec do pláště. Díky vlastnostem tohoto média se muselo upravit konstrukční řešení jako použití celosvařené konstrukce na místech

výskytu soli pro zamezení úniků. Při jiné kombinaci médií by byla větší možnost výběru řešení a umístění médií.

Zdroje

- [1] JIROUŠ, František. *Aplikovaný přenos tepla a hmoty*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2010. ISBN 978-80-01-04514-5.
- [2] NOŽIČKA, Jiří. *Sdílení tepla*. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-01-01599-8.
- [3] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN isbn978-80-214-4770-7.
- [4] *VDI Heat Atlas*. Second Edition. Berlin: Springer, [2010]. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [5] [online]. [cit. 2021-11-14]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/21556-vymeniky-tepla-v-chemickem-a-potravinarskem-prumyslu>
- [6] [online]. [cit. 2021-12-11]. Dostupné z: <https://www.thomasnet.com/articles/process-equipment/understanding-heat-exchangers/>
- [7] [online]. [cit. 2021-12-12]. Dostupné z: https://hedhme.com/index/?link_id=9510&article_id=90
- [8] [online]. [cit. 2022-03-22]. Dostupné z: <https://maitan.en.made-in-china.com/product/vCpxwzluYEkf/China-Good-Quality-Condenser-Baffle.html%20,obr%C3%A1zek%20p%C5%99ep%C3%A1%C5%BEek%201>
- [9] [online]. [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <http://www.webbusterz.org/baffles-in-heat-exchangers/>
- [10] M. NITSCHKE a R.O. GBADAMOSI. *HEAT EXCHANGER DESIGN GUIDE: A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers*. Elsevier. ISBN 978-0-12-803764-5.
- [11] GARCIA LOVELA, Yaniel. [online]. [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/281407942_Multi-objective_optimization_of_the_thermal_and_hydraulic_design_of_a_heat_exchanger_of_the_type_shell_and_tubes
- [12] [online]. [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <http://www.coolprop.org/coolprop/HighLevelAPI.html>
- [13] [online]. [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://ht.readthedocs.io/en/release/>

- [14] [online]. [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <http://chemical-eng-world.blogspot.com/2013/05/tube-arrangement.html>
- [15] ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet pevnosti – Část 4.2 Všeobecná část pro nádoby z oceli
- [16] ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet pevnosti – Část 4.7 Klenutá dna nádob
- [17] ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet pevnosti – Část 4.13 Trubkové výměníky tepla
- [18] ČSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní – Technická pravidla – Výpočet pevnosti – Část 4.5 Válcové části nádob
- [19] Vengateson, Uthirapathi. (2010). Design of multiple shell and tube heat exchangers in series: E shell and F shell. *Chemical Engineering Research & Design - CHEM ENG RES DES.* 88. 725-736. 10.1016/j.cherd.2009.10.005.
- [20] [online]. [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.thermopedia.com/content/946/>
- [21] *Conduction heat transfer* [online]. [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/conduction-heat-transfer>
- [22] KAKAÇ, S., Hongtan LIU a A. PRAMUANJAROENKIJ. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design.* 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, c2012. ISBN 9781439849903.
- [23] Kamil, Mohammed & Mahdi, Louay. (2020). PREDICTING OF STEAM CONDENSATION HEAT TRANSFER COEFFICIENT IN HORIZONTAL FLATTENED TUBE. *Journal of Engineering and Sustainable Development.* 24. 10.31272/jeasd.24.6.10. [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/346009235_PREDICTING_OF_STEAM_CONDENSATION_HEAT_TRANSFER_COEFFICIENT_IN_HORIZONTAL_FLATTENED_TUBE
- [24] [online]. In: . [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: <http://allaboutengineeringworks.blogspot.com/2012/02/lab-report-heat-exchanger.html>
- [25] [online]. [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://fluids.readthedocs.io/>

- [26] *All About Shell And Tube Heat Exchangers - What You Need To Know* [online]. [cit. 2022-11-01]. Dostupné z: <https://www.thomasnet.com/articles/process-equipment/shell-and-tube-heat-exchangers/>
- [27] *The Advantages of Using Molten Salts for Process Heating* [online]. In: . [cit. 2022-11-01]. Dostupné z: <https://www.sigmathermal.com/blog/the-advantages-of-using-molten-salts-for-process-heating/>
- [28] DU, Bao-Cun, Ya-Ling HE, Yu QIU, Qi LIANG a Yi-Peng ZHOU. *International Communications in Heat and Mass Transfer: Investigation on heat transfer characteristics of molten salt in a shell-and-tube heat exchanger* [online]. 2018, 61-68 [cit. 2022-11-04]. ISSN 0735-1933. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0735193318301313>
- [29] DU, Bao-Cun, Ya-Ling HE, Kun WANG a Han-Hui ZHU. *International Journal of Heat and Mass Transfer: Convective heat transfer of molten salt in the shell-and-tube heat exchanger with segmental baffles* [online]. 2017, 456-465 [cit. 2022-11-04]. ISSN 0017-9310.
- [30] QIU, Yu, Kun WANG, Ming-Jia LI, Bao-Cun DU a Kun WANG. *An experimental study on the heat transfer performance of a prototype molten-salt rod baffle heat exchanger for concentrated solar power, Energy* [online]. 2018, 63-72 [cit. 2022-11-04]. ISSN 0360-5442. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544218308600>
- [31] Graham MORRISON, Robert TAYLOR, Gary ROSENGARTEN a Nicholas BOEREMA. *Solar Energy: Liquid sodium versus Hitec as a heat transfer fluid in solar thermal central receiver systems* [online]. 2012, 2293-2305 [cit. 2022-11-04]. ISSN 0038-092X. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X12001703>
- [32] [online]. [cit. 2022-11-04]. Dostupné z: <https://www.enerquip.com/choosing-between-a-straight-tube-and-a-u-tube-design/>
- [33] [online]. [cit. 2022-11-04]. Dostupné z: https://www.engineeringpage.com/heat_exchangers/tema.html

- [34] NITSCHKE, M. a R.O. GBADAMOSI. *HEAT EXCHANGER DESIGN GUIDE: A Practical Guide for Planning, Selecting and Designing of Shell and Tube Exchangers*. Elsevier, 2016. ISBN 978-0-12-803764-5.

Seznam příloh

Příloha 1 – 3D sestava a její jednotlivé části v softwaru Autocad Inventor

Příloha 2 – skript pro kompletní výpočet výměníku tepla v softwaru Python, Spyder

Příloha 3 – 2D výkres výměníku tepla