



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

MODERNÍ TECHNOLOGICKÉ PRVKY PRO TRUBKOVÉ VÝMĚNÍKY TEPLA

MODERN TECHNOLOGICAL ELEMENTS FOR TUBULAR HEAT EXCHANGERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tereza Plánková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav procesního inženýrství
Studentka:	Bc. Tereza Plánková
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Procesní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

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

Moderní technologické prvky pro trubkové výměníky tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na seznámení se s moderními technologickými prvky, jež se aktuálně uplatňují u trubkových výměníků tepla se svazkem trubek v plášti a na jejich srovnání, z pohledu tepelně–hydraulických vlastností, s vlastnostmi podobných, avšak z dnešního pohledu již klasických konkurenčních technologických prvků.

Cíle diplomové práce:

1. Provést stručný přehled v současnosti standardně používaných technologických prvků v trubkovém a mezitrubkovém prostoru u trubkových výměníků tepla se svazkem trubek v plášti.
2. Seznámit se s technickým provedením a tepelně–hydraulickými výpočty moderních technologických prvků uplatňujících se v současnosti v trubkovém a mezitrubkovém prostoru trubkových výměníků tepla se svazkem trubek v plášti.
3. Na základě komparativních tepelně–hydraulických výpočtů vybraných průmyslových případů trubkových výměníků tepla porovnat tepelně–hydraulické vlastností těchto moderních prvků s klasickými technologickými prvky konkurenčního typu.
4. Provést souhrnné zhodnocení obdržených výsledků a diskusi zjištěných poznatků zejména ve smyslu identifikace předností a slabín těchto moderních technologických prvků a potenciálu jejich použití.

Seznam doporučené literatury:

BART H.-J. and SCHOLL S. (Eds.), Innovative Heat Exchangers, Springer International Publishing AG 2018.

VDI-Gessellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen Ed., VDI Heat Atlas, Second Edition,
Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

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

Abstrakt

Cílem této diplomové práce je seznámení se s moderními technologickými prvky používanými v současnosti u trubkových výměníků tepla se svazkem trubek v plášti v trubkovém a mezitrubkovém prostoru, provedení tepelně-hydraulického výpočtu vybraných prvků a porovnání tepelně-hydraulických vlastností s klasicky používanými konkurenčními technologickými prvky. Práce se zabývá především přepážkami typu EM baffle v mezitrubkovém prostoru a pasivními vířiči typu zkroucený pásek (a jeho úpravami) a vinutý drát v trubkovém prostoru.

Teoretická část je zaměřena na seznámení s klasickými technologickými prvky u trubkových výměníků tepla a se základními tepelně-hydraulickými výpočty, praktická pak na seznámení se s moderními prvky a tepelně-hydraulický výpočet vybraných prvků. Tyto výpočty jsou poté porovnány s výsledky tepelně-hydraulického výpočtu podobných prvků.

Abstract

The aim of this diploma thesis is to get acquainted with modern technological elements currently used in shell-and-tube heat exchanger in the shell-side and tube-side, thermal-hydraulic calculation of selected elements and comparison of thermal-hydraulic properties with classically used competing technological elements. The work deals mainly with EM baffle in the tube-side and tube inserts like the twisted tape type (and its modifications) and coiled wire in the tube-side.

The theoretical part is focused on acquaintance with classical technological elements in shell-and-tube heat exchanger and with basic thermal-hydraulic calculations, practical part then on acquaintance with modern elements and thermal-hydraulic calculation of selected elements. These calculations are then compared with the results of the thermo-hydraulic calculation of similar elements.

Klíčová slova

Trubkový výměník tepla se svazkem trubek v plášti, výměna tepla, přepážkové systémy, pasivní vířiče, zkroucený pásek, vinutý drát, dírkovaný zkroucený pásek, trojitý zkroucený pásek, zkroucený pásek se zářezy ve tvaru V, EM přepážky, hiTRAN, součinitel prostupu tepla, tlaková ztráta, Maple

Key words

Shell-and-tube heat exchanger, heat exchange, baffle systems, tube inserts, twisted tape insert, coiled wire, perforated twisted tape insert, triple perforated twisted tape, V-cut twisted tape insert, EM baffle, hiTRAN, overall heat transfer coefficient, pressure drop, Maple

Citace

PLÁNKOVÁ, Tereza. *Moderní technologické prvky pro trubkové výměníky tepla*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124476>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav procesního inženýrství. Vedoucí práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji tímto, že jsem diplomovou práci vypracovala samostatně na základě uvedených literárních pramenů pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně, 24.června 2020

.....

(podpis)

Poděkování

Tímto bych ráda poděkovala doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, PhD. z ÚPI za odborné vedení a množství cenných rad a připomínek, bez kterých bych tuto práci nemohla dokončit. Současně chci poděkovat svým rodičům a blízkým za jejich podporu a trpělivost, kterou mi věnovali po celou dobu mého studia.

Obsah

Obsah	13
1 Úvod	15
2 Trubkové výměníky se svazkem trubek v plášti	16
2.1 Trubkový výměník se segmentovými přepážkami.....	16
2.2 Přepážkové systémy	17
2.3 Pasivní víříče	20
2.4 Základní výpočtové vztahy	21
3 Moderní technologické prvky pro trubkové výměníky se svazkem trubek v plášti	27
3.1 Tyčové přepážky vs. EM přepážky	27
3.1.1 Tyčové přepážky.....	27
3.1.2 EM přepážky.....	30
3.2 Pasivní víříče typu zkroucený pásek a drát vs. jejich nové alternativy....	33
3.2.1 Pasivní víříč typu zkroucený pásek	33
3.2.2 Pasivní víříč typu vnutý drát.....	35
3.2.3 Perforované pasivní víříče typu zkroucený pásek	38
3.2.4 Pasivní víříče typu zkroucený pásek se zářezy.....	41
3.2.5 Ostatní konkureční pasivní víříče	43
4 Softwarové zpracování matematických modelů.....	46
4.1 Volba systému pro softwarové zpracování	46
4.1.1 Organizace softwarového systému	46
4.1.2 Použité výpočtové procedury	46
4.2 Návrhové výpočty	47
4.2.1 Vstupní data.....	47
4.2.2 Algoritmus návrhového výpočtu	48
4.2.3 Výsledky návrhového výpočtu	49

4.3	Kontrolní výpočty	50
4.3.1	Vstupní data	50
4.3.2	Algoritmus kontrolního výpočtu	51
4.3.3	Výsledky kontrolního výpočtu	52
5	Řešení průmyslového případu	53
5.1	Termofyzikální vlastnosti pracovních látek	53
5.2	Výchozí provedení trubkového výměníku tepla	54
5.3	Kontrolní výpočet výchozího provedení výměníku a alternativní návrh pro tyčový přepážkový systém	55
5.4	Náhrada tyčových přepážek EM přepážkami	57
5.5	Intenzifikace přenosu tepla v TP výměníku pomocí pasivních vířičů typu zkroucený pásek a vinutý drát	59
5.6	Intenzifikace přenosu tepla v TP výměníku konkurenčními typy pasivních vířičů	60
5.7	Sumarizace a zhodnocení dosažených výsledků	61
6	Závěr	64
	Citovaná literatura	65
	Seznam použitých symbolů	68
	Seznam zkratk	70
	Seznam obrázků	71
	Seznam tabulek	72

1 Úvod

Tepelné výměníky patří mezi významná procesní zařízení, v nichž dochází k výměně tepla – za účelem ohřevu procesního proudu (ohříváče) nebo naopak ochlazení proudu (chladiče). Tato zařízení jsou přítomna ve všech průmyslových odvětvích. Přenos tepla probíhá mezi teplejší pracovní látkou a chladnější pracovní látkou, kdy energie teplejší látky je předávána chladnější látce. Výstupem může být také jiná fáze procesního proudu, jedná se pak o výparníky, kondenzátory nebo odparky.

Nejrozšířenějším typem výměníku tepla je z hlediska provedení trubkový výměník tepla se segmentovými přepážkami, ve kterém nejčastěji proudí teplejší pracovní látka (ochlazovaná) v trubkovém prostoru, v mezitrubkovém prostoru pak chladnější pracovní látka (ohřívána), dalším typem je deskový výměník nebo spirálový výměník. Podle typu proudění se výměníky rozlišují na souproudé, protiproudé, křížové a kombinované výměníky. Rozlišují se i dle počtu použitých chodů ve výměníku. důležité je i sledovat, zda dochází ke změně fáze procesního proudu. Obecně se typ výměníku volí dle použití s ohledem na ekonomickou stránku a provozní parametry a podmínky procesního proudu a požadavky na údržbu výměníku.

V současné době se na trhu objevuje spousta technologických prvků, kterými lze nahradit či doplnit stávající prvky ve výměnících za účelem zvýšení součinitele prostupu tepla a tím zvýšení tepelného výkonu výměníku za podmínky nepřekročení dovolené tlakové ztráty. Alternativou k segmentovým přepážkám v mezitrubkovém prostoru jsou tyčové nebo EM přepážky, trubkový prostor může být doplněn pasivními vířiči, mezi které patří běžně používané vinuté dráty nebo zkroucené pásy, nebo také konkurenčními typy těchto vířičů, jako jsou různé úpravy zkrouceného pásu nebo tzv. hiTran vířiče.

Cílem této závěrečné práce je srovnání tepelně-hydraulického výpočtu výměníku tepla se svazkem trubek v plášti s tyčovými přepážkami a EM přepážkami v mezitrubkovém prostoru a poté vlivu pasivních vířičů, jak běžně používaných, tak moderních konkurenčních typů, vložených do trubkového prostoru výměníku.

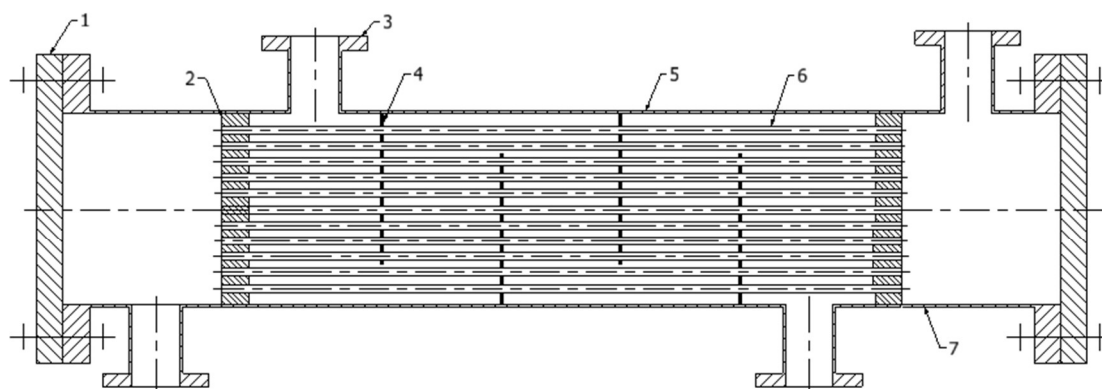
2 Trubkové výměníky se svazkem trubek v plášti

Trubkové výměníky tepla se svazkem trubek v plášti patří mezi nejužívanější typ výměníků tepla v procesním průmyslu. V této kapitole bude blíže představeno provedení trubkových výměníků spolu s typy přepážkových systémů a pasivních vířičů a se základy tepelně-hydraulického výpočtu.

2.1 Trubkový výměník se segmentovými přepážkami

Výměníky se svazkem trubek v plášti patří mezi nejvíce používaný typ výměníku tepla v průmyslové praxi, a to díky jeho konstrukční variabilitě, spolehlivosti a robustnosti. Díky možnosti jeho výroby z široké palety konstrukčních materiálů je vhodný pro jakoukoli průmyslovou aplikaci [1].

Na obr. 1 lze vidět schéma trubkového výměníku se segmentovými přepážkami, jehož provedení lze dále modifikovat. Hlavními částmi výměníku je svazek trubek s komorami, který vytváří trubkový prostor, a plášť ohraničující prostor okolo trubek, který vytváří mezitrubkový prostor [2].

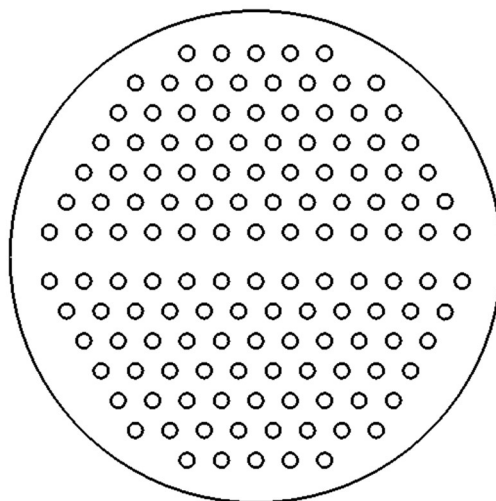


Legenda: 1 - víko; 2 - trubkovnice; 3 - hrdlo; 4 - přepážka; 5 - plášť; 6 - svazek trubek; 7 - komora

Obr. 1 Trubkový výměník tepla se segmentovými přepážkami

Svazek hladkých trubek tvoří plochu výměny tepla mezi pracovní látkou, která proudí v trubkovém prostoru (TP), a pracovní látkou proudící v mezitrubkovém prostoru (MP) výměníku [2].

Trubky jsou na obou koncích (pokud se nejedná o U-trubky, v tom případě pouze na jednom konci) upevněné v trubkovnici, a to zaválcováním nebo přivařením. Trubkovnicí se rozumí kovová kruhová deska s otvory pro trubky, popř. vodící tyče. K plášti bývá trubkovnice přišroubována nebo přivařena (viz obr. 1) [2]. Schéma trubkovnice pro případ výměníku se dvěma chody v trubkovém prostoru je znázorněno na obr. 2.



Obr. 2 Schéma trubkovnice

Válcový plášť obaluje svazek trubek výměníku a ohraničuje MP, v němž proudí jedno z pracovních médií. Hrdly do výměníku vstupují a vystupují pracovní látky. Segmentové přepážky slouží k usměrnění toku pracovní látky v MP a k podpěře trubek a budou více rozebrány v následující kapitole [2].

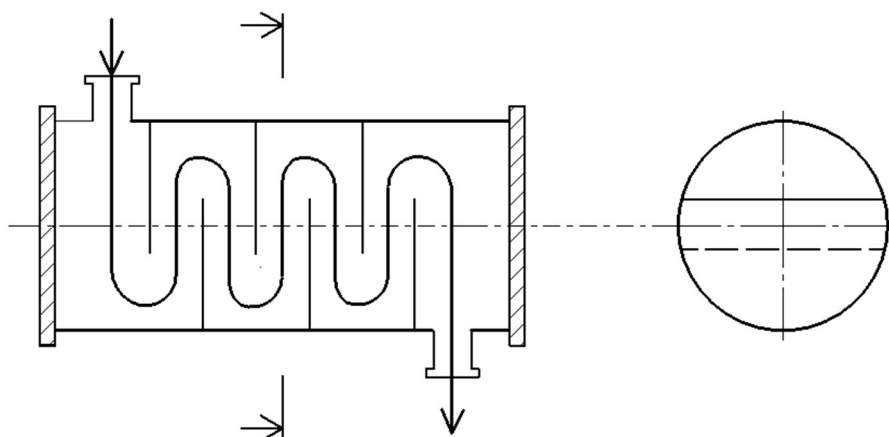
2.2 Přepážkové systémy

Přepážky slouží k usměrnění proudu proudící pracovní látky v MP kolmo k trubkám (čímž se zároveň zvyšuje přenos tepla a tlakové ztráty proudící pracovní látky), a současně k podpírání trubek, aby se neohýbaly a nevibrovaly [2].

Mezi základní typy přepážkových systému patří [2]:

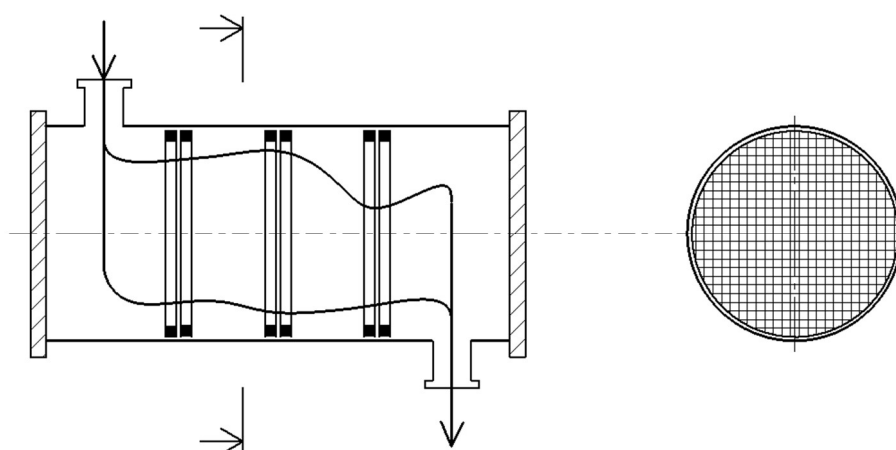
- segmentové,
- tyčové,
- šroubovicové.

Segmentové přepážky patří mezi nejpoužívanější ze segmentových přepážek, ačkoliv u tohoto typu přepážek dochází k největší míře zanášení vlivem vzniku tzv. mrtvých koutů u pracovní látky v MP při obtékání přepážek. Volbou rozteče a seřiznutí přepážek lze ovlivnit tepelně-hydraulické vlastnosti strany MP výměníku [1]. Proudění pracovní látky v MP výměníku je schématicky znázorněno na obr. 3.



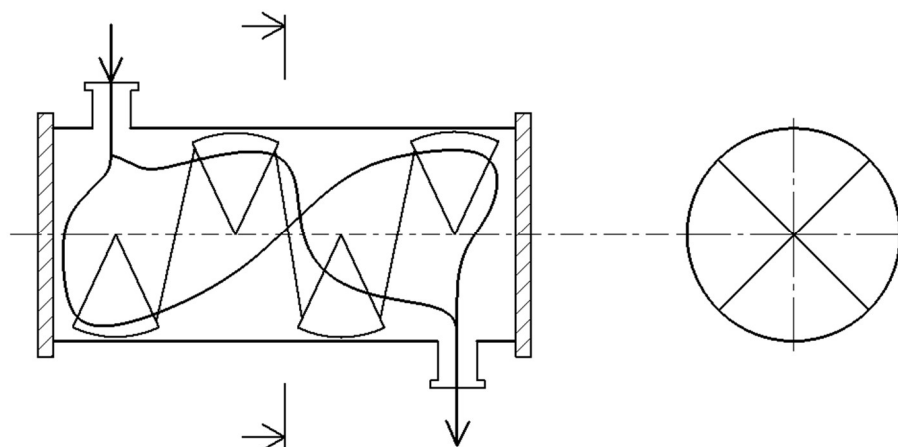
Obr. 3 Proudění v MP výměníku se segmentovými přepážkami

Tyčové přepážky jsou rozebírány v [3] a jsou preferovány pro plynné pracovní látky. Přepážka je zde tvořena podpěrnými tyčemi, které jsou přivařeny k prstenci. Tyče v přepážce jsou umístěny v jednom směru a pro vytvoření síta je tak nutno umístit dvě přepážky u sebe tak, že jedna má horizontálně a druhá vertikálně orientované tyče. Proudění v MP s tyčovým přepážkovým systémem je naznačeno na obr. 4.



Obr. 4 Proudění v MP výměníku s tyčovým přepážkovým systémem

Šroubovicové přepážky jsou intenzifikační variantou segmentových přepážek a jejich hlavní výhodou je eliminace tzv. mrtvých koutů, a tak je dosaženo nižšího zanášení výměníku v MP. Interval mezi čištěním se tak z tohoto důvodu prodlouží. Dále dochází v MP ke snížení tlakových ztrát, eliminaci vibrací a zároveň ke zvýšení součinitele přenosu tepla [2]. Proudění pracovní látky v MP výměníku se šroubovicovými přepážkami je znázorněno na obr. 5.



Obr. 5 Proudění v MP výměníku se šroubovicovými přepážkami

V tab. 1 adaptované z [2] je přehledně provedena charakteristika hlavních vlastností zmíněných přepážkových systémů.

Tab. 1 Použití přepážkových systémů

Druh přepážkového systému	Součinitel prostupu tepla	Vliv zkratových a obtokových proudů	Tlakové ztráty	Dokonalost obtékání plochy výměny tepla	Doporučení k použití pro výměnu tepla
segmentový	vysoký	velký	vysoké	dobré	kapalné pracovní látky
tyčové přepážky	nízký	malý	velmi nízké	velmi dobré	plynné pracovní látky
šroubovicový	vysoký	malý	nízké	výborné	kapalné pracovní látky

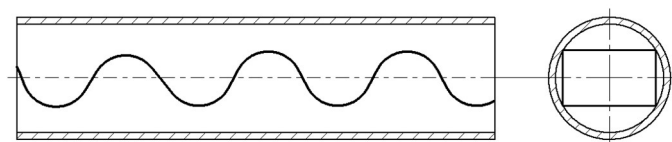
2.3 Pasivní víříče

Z důvodu potřeby urychlení proudu v TP výměníku a změny laminárního proudění na proudění turbulentní, a tím zvýšení intenzifikace prostupu tepla, se používají různé typy tzv. pasivních víříčů, obecně nazývaných turbulizátory. Změna charakteru proudění nastává působením proudění pracovní látky podél pasivních víříčů. Turbulizátory vytváří vířivý tok, který vyvolává turbulentní proudění. Zvyšuje se tak součinitel prostupu tepla (a tím přenos tepla), ale i součinitel tření, který pak ovlivňuje tlakovou ztrátu [4]. Pasivní víříče nalézají uplatnění ve výměnících v řadě průmyslových odvětví, např. v chemickém průmyslu, energetice či třeba chladících systémech [5].

Nejčastěji je možné se dle [2] setkat s:

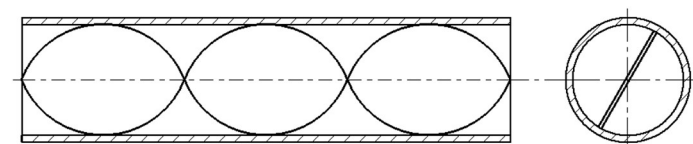
- pulzátory,
- mixery,
- destruktory mezní vrstvy.

Do kategorie pulzátorů patří typicky zvlněné pásy [2], které jsou schématicky znázorněné na obr. 6.



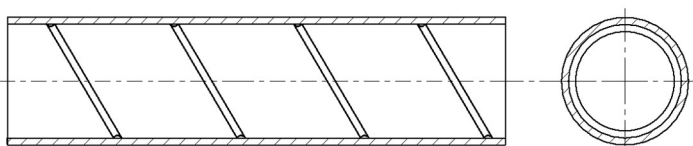
Obr. 6 Pulzátor – zvlněný pásek

Mixery jsou typicky kovové šroubovicově zkroucené pásy se stejnou šířkou jako je vnitřní průměr trubky vložené do trubkového prostoru [6]. Znázornění takového mixeru je provedeno na nákresu na obr. 7.



Obr. 7 Mixer – zkroucený pásek

Destruktory mezní vrstvy se přednostně doporučují k použití v případech přechodného proudění. Jedná se o drát, který je svinutý do tvaru pružiny [2]. Průměr odpovídá průměru potrubí [6]. Schématicky je destruktory mezní vrstvy zobrazen na obr. 8:



Obr. 8 Destruktor mezní vrstvy – vinutý drát

Pro případy laminárního proudění v trubkách výměníků tepla se doporučují pasivní víříče ve formě zvlněného pásku nebo šroubovicově zkrouceného pásku, pro přechodové proudění pak pasivní víříče ve formě svinutého drátu [2].

2.4 Základní výpočtové vztahy

Dle zákona o zachování energie platí, že tepelný tok odevzdávaný ve výměníku teplejší pracovní látkou, je roven součtu tepelného toku, který je odevzdán do chladnější pracovní látky, a ztrát do okolí. Tento vztah lze dle [2] zapsat jako:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_C + \dot{Q}_Z \quad (1)$$

kde:

\dot{Q}_H ... tepelný výkon teplejší látky [W]

\dot{Q}_C ... tepelný výkon chladnější látky [W]

\dot{Q}_Z ... ztráty tepla do okolí [W]

U běžných zaizolovaných výměníků tepla však ztráty do okolí nepřekračují 5 %, proto je lze zanedbat a pak lze dle [2] psát:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_C = \dot{Q} \quad (2)$$

kde:

\dot{Q} ... tepelný výkon [W]

Pro tepelný výkon dále dle [2] platí:

$$\dot{Q} = \dot{m}_H \cdot \overline{c_{pH}} \cdot (T_{Hin} - T_{Hout}) = \dot{m}_C \cdot \overline{c_{pC}} \cdot (T_{Cout} - T_{Cin}) \quad (3)$$

kde:

\dot{m}_H ... hmotnostní tok teplejší pracovní látky [kg/s]

\dot{m}_C ... hmotnostní tok chladnější pracovní látky [kg/s]

$\overline{c_{pH}}$... střední měrná tepelná kapacita teplejší pracovní látky [J/(kg·K)]

$\overline{c_{pC}}$... střední měrná tepelná kapacita chladnější pracovní látky [J/(kg·K)]

T_{Hin} ... vstupní teplota teplejší pracovní látky [K]

T_{Hout} ... výstupní teplota teplejší pracovní látky [K]

T_{Cin} ... vstupní teplota chladnější pracovní látky [K]

T_{Cout} ... výstupní teplota chladnější pracovní látky [K]

Resp. při použití entalpií pracovních látek lze tepelný výkon vyjádřit rovnicí:

$$\dot{Q} = \dot{m}_H \cdot (h_{Hin} - h_{Hout}) = \dot{m}_C \cdot (h_{Cin} - h_{Cout}) \quad (4)$$

v níž:

h_{Hin} ... entalpie při vstupní teplotě teplejší pracovní látky [J/kg]

h_{Hout} ... entalpie při výstupní teplotě teplejší pracovní látky [J/kg]

h_{Cin} ... entalpie při vstupní teplotě chladnější pracovní látky [J/kg]

h_{Cout} ... entalpie při výstupní teplotě chladnější pracovní látky [J/kg]

Střední měrná tepelná kapacita každé pracovní látky se dle [2] určí z tabelovaných hodnot měrných tepelných kapacit v závislosti na vstupní a výstupní teplotě pracovní látky ze vztahu:

$$\bar{c}_p = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} c_p \cdot dt \quad (5)$$

v němž:

c_p ... měrná tepelná kapacita [J/(kg·K)]

t_1 ... vstupní teplota pracovní látky [°C]

t_2 ... výstupní teplota pracovní látky [°C]

Zároveň musí platit, že $t_2 > t_1$.

Pro tepelný výkon výměníku platí dle [2] tzv. přenosová rovnice:

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta T_{LN} \quad (6)$$

v níž je:

A ... plocha výměny tepla [m²]

k ... součinitel prostupu tepla [W/(m²·K)]

ΔT_{LN} ... střední logaritmický teplotní rozdíl [K]

Střední logaritmický rozdíl se určí dle [2] ze známého vztahu:

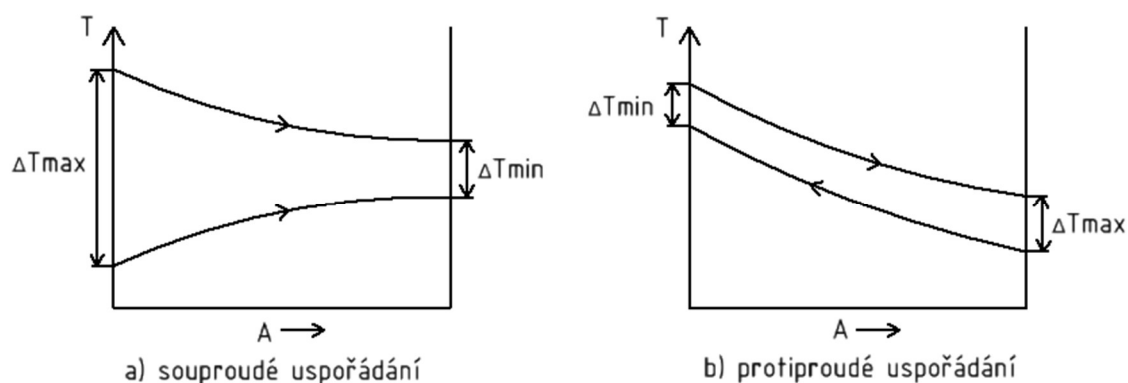
$$\Delta T_{LN} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \quad (7)$$

v němž:

ΔT_{max} ... maximální teplotní rozdíl [K]

ΔT_{min} ... minimální teplotní rozdíl [K]

Teplotní rozdíly se liší přitom dle uspořádání toku pracovních látek ve výměníku tepla. Teplotní rozdíl pro souproudé uspořádání je zobrazeno na obr. 9a, pro protiproudé uspořádání na obr. 9b.



Obr. 9 Teplotní rozdíly u základních tokových uspořádání [2]

Součinitel prostupu tepla se dle [2] obecně určí ze vztahu:

$$k = \frac{1}{\frac{A_{MP}}{A_{TP}} \cdot \frac{1}{\alpha_{TP}} + \frac{A_{MP}}{A_S} \cdot \frac{s_T}{\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_{MP}}} \quad (8)$$

v němž:

α_{TP} ... součinitel přestupu tepla pracovní látky v TP [W/(m²·K)]

α_{MP} ... součinitel přestupu tepla pracovní látky v MP [W/(m²·K)]

s_T ... tloušťka stěny trubky [m]

λ_T ... tepelná vodivost materiálu trubky [W/(m·K)]

A_{TP} ... plocha výměny tepla na straně trubkového prostoru [m²]

A_{MP} ... plocha výměny tepla na straně mezitrubkového prostoru [m²]

A_S ... střední plocha výměny tepla [m²]

Pro trubkový výměník tepla má dle [2] součinitel prostupu tepla po úpravě tvar:

$$k = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i} \cdot \frac{1}{\alpha_{TP}} + \frac{d_e}{2 \cdot \lambda_T} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\alpha_{MP}}} \quad (9)$$

v níž je:

d_i ... vnitřní průměr trubky [m]

d_e ... vnější průměr trubky [m]

V praxi je však nutné počítat s tím, že se plocha výměny tepla zanáší (usazuje se nanos částic na ploše výměny tepla), a zvyšuje se tak odpor proti přenosu tepla. Tento jev se dle [2] zahrnuje pomocí součinitelů zanášení obecně takto:

$$k = \frac{1}{\frac{A_{MP}}{A_{TP}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{TP}} + R_{fTP}\right) + \frac{A_{MP}}{A_S} \cdot \frac{s_T}{\lambda_T} + \left(\frac{1}{\alpha_{MP}} + R_{fMP}\right)} \quad (10)$$

kde je:

R_{fTP} ... součinitel zanášení v trubkovém prostoru [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$]

R_{fMP} ... součinitel zanášení v mezitrubkovém prostoru [$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$]

Součinitele zanášení lze nalézt v tabulkách. Pro trubkový výměník tepla lze potom dle [2] upravit rovnici (10) do praktického tvaru:

$$k = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{TP}} + R_{fTP}\right) + \frac{d_e}{2 \cdot \lambda_T} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i} + \left(\frac{1}{\alpha_{MP}} + R_{fMP}\right)} \quad (11)$$

Součinitel přestupu tepla se obecně dle [2] získá z Nusseltova kritéria definovaného rovnicí:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \quad (12)$$

v níž je:

α ... součinitel přestupu tepla pracovní látky [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]

D ... charakteristický rozměr [m]

λ ... tepelná vodivost proudící pracovní látky [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]

Pro určení Nusseltova čísla je důležité určit Reynoldsovo a Prandtlovo číslo, neboť Nusseltovo číslo lze obecně dle [2] vyjádřit jako empirickou závislost:

$$Nu = K \cdot Re^a \cdot Pr^b \quad (13)$$

kde:

Re ... Reynoldsovo číslo [-]

Pr ... Prandtlovo číslo [-]

K, a, b ... empirické koeficienty [-]

Reynoldsovo a Prandtlovo číslo se určí dle [2] takto:

$$Re = \frac{v \cdot D_h \cdot \rho}{\eta} \quad (14)$$

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (15)$$

kde v těchto rovnicích je:

v ... rychlost pracovní látky [m/s]

ρ ... hustota pracovní látky [kg/m³]

η ... dynamická viskozita pracovní látky [Pa·s]

D_h ... hydraulický průměr [m]

c_p ... měrná tepelná kapacita pracovní látky [J/(kg·K)]

Parametr D_h v Reynoldsově čísle je charakteristický průměr, který se dle [2] stanoví ze vztahu:

$$D_h = \frac{4 \cdot S}{o} \quad (16)$$

v němž:

S ... průtočný průřez kanálu [m²]

o ... smáčený obvod [m]

Při navrhování výměníku tepla je důležité také určit tlakovou ztrátu pracovní látky při průchodu výměníkem, která se skládá z třecí, gravitační, dynamické a místní složky, přičemž třecí složka má převažující vliv na hodnotu. Pro výpočet třecí tlakové ztráty v TP výměníku lze dle [1] použít tzv. Darcy-Weisbachovu rovnici:

$$\Delta p = f_D \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (17)$$

v níž je:

Δp ... třecí tlaková ztráta [Pa]

f_D ... Darcyho třecí součinitel [-]

L ... délka trubky v TP [m]

Do rovnice (17) lze také dosadit Fanningův třecí součinitel, jenž se ve vztahu k Darcyho třecímu součiniteli dle [7] stanoví jako:

$$f_D = 4 \cdot f_F \quad (18)$$

kde:

f_F ... Fanningův třecí součinitel [-]

Rovnice (17) se pak modifikuje na rovnici:

$$\Delta p = 4 \cdot f_F \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (19)$$

3 Moderní technologické prvky pro trubkové výměníky se svazkem trubek v plášti

Tato diplomová práce je zaměřena na představení současných moderních technologických prvků pro trubkové výměníky tepla se svazkem trubek v plášti, jež se v současnosti uplatňují jako alternativa k některým přepážkovým systémům nebo pasivním vířičům.

V oblasti přepážkových systémů je tato práce konkrétně zaměřena na porovnání tyčových přepážek s novým typem přepážkového systému – tzv. přepážkami EM, jež se jako alternativa k tyčovým přepážkám začínají v současnosti prosazovat.

V oblasti pasivních vířičů je pak tato diplomová práce zaměřena na porovnání klasických vířičů typu zkroucený pásek a svinutý drát s novými typy, resp. deriváty, těchto typů vířičů, jež se v současnosti začínají prosazovat.

3.1 Tyčové přepážky vs. EM přepážky

Pro vzájemné porovnání tepelně-hydraulických vlastností tyčových přepážek a přepážek EM je potřeba nejprve představit potřebné vztahy pro výpočet přenosu tepla a tlakových ztrát.

3.1.1 Tyčové přepážky

Tyčové přepážky jsou detailně rozebírány například v diplomové práci [3]. Jak bylo již zmíněno v kapitole 2.2, tyto přepážky se skládají z vertikálních a horizontálních tyčí, které jsou umístěny mezi jednotlivými řadami trubek tím způsobem, že se vertikální a horizontální tyče střídají. Tyče jsou upevněny v kruhových prstencích.

Empirická závislost pro Nusseltovo číslo pro pracovní látku s turbulentním prouděním v TP se dle [3] určí dle vztahu:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad (20)$$

Nusseltovo číslo pro proudění v MP se v případě laminárního proudění vypočte dle [3] z rovnice:

$$Nu = C_L \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,4} \cdot \gamma \quad (21)$$

A v případě turbulentního proudění se pak dle [3] určí z rovnice:

$$Nu = C_T \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \gamma \quad (22)$$

v těchto rovnicích je:

C_L ... geometrická konstanta mající vliv na laminární proudění [-]

C_T ... geometrická konstanta mající vliv na turbulentní proudění [-]

Výpočet konstant C_L a C_T je detailně ukázán v [3]. Viskozitní poměr γ se dle [3] určí ze vztahu:

$$\gamma = \frac{\eta}{\eta_w} \quad (23)$$

v němž:

η ... dynamická viskozita pracovní látky při střední teplotě [Pa.s]

η_w ... dynamická viskozita pracovní látky při teplotě stěny trubky [Pa.s]

Fanningův součinitel tření se přitom dle [3] určí ze vztahu:

$$f = 0,046 \cdot Re^{-0,2} \quad (24)$$

Tlaková ztráta v TP se dle [3] určí z rovnice:

$$\Delta p_{TP} = 2 \cdot f \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \rho \cdot v_{TP}^2 \cdot N_{CHT} \quad (25)$$

v níž je:

f ... Fanningův součinitel tření [-]

v_{TP} ... rychlost proudění pracovní látky v TP [m/s]

N_{CHT} ... počet chodů v TP [-]

Tlaková ztráta v MP se dle [3] vypočte z rovnice:

$$\Delta p_{MP} = \Delta p_L + \Delta p_B \quad (26)$$

v níž je:

Δp_L ... tlaková ztráta podélného toku v MP bez přepážek [Pa]

Δp_B ... tlaková ztráta toku pracovní látky přes přepážky [Pa]

Tlakovou ztrátu podélného toku v MP při absenci přepážek lze potom dle [3] vyjádřit z rovnice:

$$\Delta p_L = \frac{2 \cdot \rho_{MP} \cdot f_S \cdot L \cdot v_{MP}^2}{D_h} \quad (27)$$

v níž je:

ρ_{MP} ... hustota látky proudící v MP [kg/m³]

f_S ... Fanningův součinitel tření v MP [-]

v_{MP} ... rychlost proudící pracovní látky v mezitrubkovém prostoru [m/s]

Tok pracovní látky přes přepážky má dle [3] tlakovou ztrátu danou rovnicí:

$$\Delta p_B = \frac{K_B \cdot N_B \cdot \rho_{MP} \cdot v_B^2}{2} \quad (28)$$

v níž je:

K_B ... koeficient místního odporu přepážkového toku [-]

N_B ... počet přepážek [-]

v_B ... rychlost proudění přes přepážky [m/s]

Koeficient místního odporu přes přepážky se dle [3] stanoví z rovnice:

$$K_B = \psi \cdot \left(C_1 + \frac{C_2}{Re} \right) \quad (29)$$

v níž je:

ψ ... poměr délky a průměru přepážky [-]

C_1, C_2 ... geometrická funkce [-]

Geometrické funkce C_1 a C_2 jsou dle [3] dány rovnicemi:

$$C_1 = 1,2053 \cdot \exp\left(-1,6229 \cdot \frac{A_B}{A_P}\right) \quad (30)$$

$$C_2 = 48,732 \cdot \exp\left(-6,8915 \cdot \frac{A_B}{A_P}\right) \quad (31)$$

v nichž je:

A_B ... průřez přepážky [m²]

A_P ... průřez pláště [m²]

Poměr délky a průměru přepážky lze dle [3] vyjádřit rovnicí:

$$\psi = 1 + 0,22 \cdot \exp\left(-0,02015 \cdot \left(\frac{L}{d_B} - 1\right)^2\right) \quad (32)$$

kde:

d_B ... průměr přepážky [m]

Fanningův třecí součinitel v případě výpočtu tlakové ztráty podélného toku v MP bez přepážek se dle [3] vypočte z rovnice:

$$f_s = \frac{0,1086}{Re^{0,22}} \quad (33)$$

3.1.2 EM přepážky

EM přepážky (anglicky EM baffle), vyvinula firma Shell Global Solutions International BV původně pro trubkové výměníky pro ropný průmysl. Technologii EM (zkratka z angl. Expanded Metal) lze přirovnat k mřížce z tahokovu, která podpírá jednotlivé trubky [8]. Používá se převážně v ropném průmyslu [9]. EM přepážky lze vidět na obr. 10.



Obr. 10 EM přepážka [10]

EM přepážky umožňují, stejně jako tyčové přepážky, pracovní látce proudící v MP podélný tok. Ten však u EM přepážek vede oproti tyčovým přepážkám ke snížení tlakových ztrát za současného zvýšení přenosu tepla, neboť EM struktura vytváří intenzivnější turbulentní tok. Podélné proudění také eliminuje vibrace vyvolané prouděním. Rychlost proudění může být vyšší, což je výhodné pro eliminaci zanášení. Součinitel přestupu tepla je u EM přepážek vyšší [8]. I u EM přepážek však záleží na uspořádání děr [9]. Díky tomu, že je struktura EM přepážky otevřená, nevznikají tzv. mrtvé kouty, a díky tomu je snižována náchylnost k zanášení. Díky zvýšení součinitele prostupu tepla v MP dochází ke zvýšení výkonu výměníku. Protože dochází pouze k mírnému zanášení, není třeba

výměník často čistit a tím se snižují provozní náklady, resp. náklady na údržbu. Pokud se EM přepážky instalují do již stávajících tepelných výměníků, nejsou potřeba ani vysoké investiční náklady [8].

Nusseltovo číslo pro laminární proudění v MP se pro EM přepážky vypočte dle [8] z následující rovnice:

$$Nu = C_L \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_B}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (34)$$

A pro turbulentní proudění pracovní látky v MP se pro EM přepážky dle [8] vypočte z rovnice:

$$Nu = C_T \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_B}{\mu_w}\right)^{0,14} \quad (35)$$

V těchto rovnicích je:

C_L ... geometrický součinitel pro laminární proudění [-]

C_T ... geometrický součinitel pro turbulentní proudění [-]

μ_B ... dynamická viskozita pracovní látky v MP při střední teplotě proudu [Pa·s]

μ_w ... dynamická viskozita pracovní látky v MP při teplotě stěny trubky [Pa·s]

Tlaková ztráta pracovní látky proudící v MP přes EM přepážky se dle [8] vypočte z rovnice:

$$\Delta p = \Delta p_L + \Delta p_B \quad (36)$$

v níž je:

Δp_L ... tlaková ztráta způsobená podélným tokem [Pa]

Δp_B ... tlaková ztráta způsobená tokem pracovní látky skrz EM přepážky [Pa]

Tlaková ztráta v MP způsobená podélným tokem se dle [8] vypočte z rovnice:

$$\Delta p_L = \frac{2 \cdot \rho \cdot f_F \cdot L \cdot v_{MP}^2}{D_h} \quad (37)$$

kde:

f_F ... Fanningův třecí faktor [-]

D_h ... hydraulický průměr [m]

Fanningův třecí faktor se dle [8] určí pro Reynoldsova čísla $Re < 1\,189$ z rovnice:

$$f_F = \frac{16}{Re} \quad (38)$$

A pro Reynoldsova čísla $Re \geq 1\,189$ se pak dle [8] určí z rovnice:

$$f_F = \frac{0,079}{Re^{0,25}} \quad (39)$$

Tlaková ztráta v MP způsobená tokem pracovní látky skrz EM přepážky se dle [8] stanoví z rovnice:

$$\Delta p_B = K_B \cdot N_B \cdot \frac{\rho \cdot v_B^2}{2} \quad (40)$$

v níž je:

K_B ... ztrátový součinitel pro EM přepážky [-]

N_B ... počet přepážek [-]

v_B ... rychlost proudění pracovní látky v MP skrz EM přepážky [m/s]

Průtočná plocha EM přepážek se dle [8] určí z rovnice:

$$A_P = A_S - A_R - A_{EM} \quad (41)$$

v níž je:

A_S ... plocha MP [m²]

A_R ... plocha prstence [m²]

A_{EM} ... projektovaná plocha EM přepážky [m²]

Součinitel prostupu tepla se v případě EM přepážek vypočte stejně jako u tyčových přepážek, tj. z dříve uvedené rovnice (11).

3.2 Pasivní víříče typu zkroucený pásek a drát vs. jejich nové alternativy

Tato kapitola je zaměřena na představení a popis výpočtových metod pro standardní pasivní víříče typu zkroucený pásek a vinutý drát a jejich nejnovějších konkurentů vyvinutých z těchto typů.

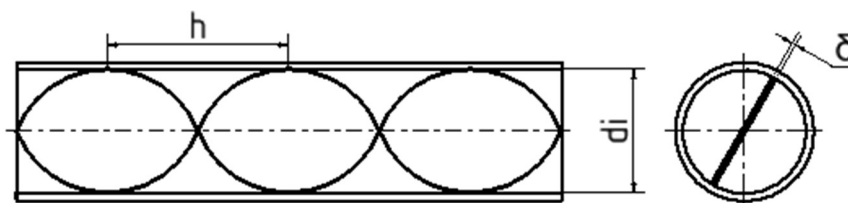
3.2.1 Pasivní víříč typu zkroucený pásek

Použití zkrouceného pásku jako pasivního víříče v TP výměníku bylo již zmíněno v kapitole 2.3. Problematice jeho tepelně-hydraulického výpočtu se věnuje řada publikací, např. [5], [11], [12], [13], [14]. Typické provedení zkrouceného pásku je znázorněno na obr. 11.



Obr. 11 Zkroucený pásek [15]

Hlavní geometrické parametry zkrouceného pásku vystupující v tepelně-hydraulickém výpočtu znázorňuje následující obr. 12.



Obr. 12 Schéma zkrouceného pásku

Vztahy pro výpočet Nusseltova čísla a tlakové ztráty závisí na hodnotě čísla víření (swirl number) Sw , které se dle [16] vypočte ze vztahu:

$$Sw = \frac{Re}{\sqrt{\frac{h}{d_i}}} \cdot \frac{\pi}{\pi - 4 \cdot \frac{\delta}{d_i}} \cdot \left[1 + \left(\frac{\pi \cdot d_i}{2 \cdot h} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (42)$$

kde:

h ... rozteč zkrutů pásku [m]

d_i ... vnitřní průměr trubice [m]

δ ... tloušťka pásku [m]

Pro hodnoty čísla víření $Sw < 2\,000$ a Reynoldsovo číslo $Re < 10\,000$ lze Nusseltovo číslo empiricky vypočítat dle [16]:

$$Nu = 0,106 \cdot Sw^{0,767} \cdot Pr^{0,3} \quad (43)$$

Aby bylo možné vyjádřit tlakovou ztrátu, je potřeba dle [16] nejdříve vypočítat délku zkrouceného pásku z rovnice:

$$L_{Sw} = L \cdot \left[1 + \left(\frac{\pi \cdot d_i}{2 \cdot h} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (44)$$

Rychlost proudění pracovní látky trubkou za přítomnosti zkrouceného pásku lze dle [16] vyjádřit:

$$v_{Sw} = v \cdot \frac{\pi}{\pi - 4 \cdot \frac{\delta}{d_i}} \cdot \left[1 + \left(\frac{\pi \cdot d_i}{2 \cdot h} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (45)$$

A vztah pro Reynoldsovo číslo pro proudění pracovní látky trubkou se zkrouceným páskem potom dle [16] je:

$$Re_{Sw} = \frac{\rho \cdot v_{Sw} \cdot d_i}{\mu} \quad (46)$$

Fanningův součinitel tření při proudění pracovní látky trubkou za přítomnosti zkrouceného pásku je dle [16] vyjádřen vztahem:

$$f_F = \frac{15,767}{Re_{Sw}} \cdot \left(\frac{\pi + 2 - 2 \cdot \frac{\delta}{d_i}}{\pi - 4 \cdot \frac{\delta}{d_i}} \right)^2 \cdot (1 + 10^{-6} \cdot Sw^{2,55})^{1/6} \quad (47)$$

Tlaková ztráta proudící pracovní látky v TP s vloženým zkrouceným páskem se pak dle [16] vypočte z rovnice:

$$\Delta p = 4 \cdot f_F \cdot \frac{L_{Sw}}{d_i} \cdot \rho \cdot \frac{v_{Sw}^2}{2} \quad (48)$$

Pro hodnoty čísla víření $Sw \geq 2\,000$ a Reynoldsovo číslo $Re \geq 10\,000$ se dle [16] určí Nusseltovo číslo ze vztahu:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(1 + \frac{0,769 \cdot d_i}{h} \right) \cdot \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \cdot \frac{\delta}{d_i}} \right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\pi + 2 - 2 \cdot \frac{\delta}{d_i}}{\pi - 4 \cdot \frac{\delta}{d_i}} \right)^{0,2} \quad (49)$$

Příčemž Fanningův třecí faktor se dle [16] vypočítá jako:

$$f_F = \frac{0,0791}{Re^{0,25}} \cdot \left(\frac{\pi + 2 - 2 \cdot \frac{\delta}{d_i}}{\pi - 4 \cdot \frac{\delta}{d_i}} \right)^{1,25} \cdot \left(\frac{\pi}{\pi - 4 \cdot \frac{\delta}{d_i}} \right)^{1,75} \cdot \left(1 + \frac{2,752}{\left(\frac{h}{D_i}\right)^{1,29}} \right) \quad (50)$$

Nusseltovo číslo se pro hodnoty čísla víření $Sw > 2\,000$ a hodnoty Reynoldsova čísla $Re < 10\,000$ určí dle [16] jako průměr vztahů pro výpočet Nusseltova čísla z předchozích dvou kombinací čísla víření a Reynoldsova čísla (rovnice (43) a (49)), tlaková ztráta se určí z rovnice (50).

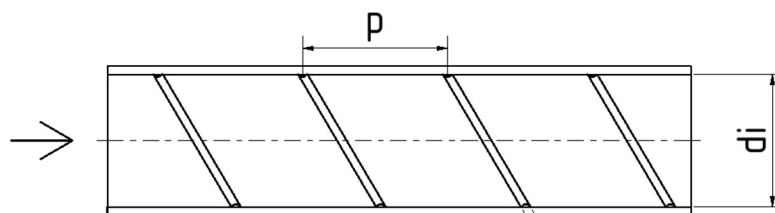
3.2.2 Pasivní vířič typu vinutý drát

Turbulizátor ve formě vinutého drátu v TP výměníku byl již stručně představen v kapitole 2.3. Typické provedení vinutého drátu je znázorněno na obr. 13.



Obr. 13 Vinutý drát [17]

Hlavní geometrické charakteristiky vinutého drátu, jež vystupují ve vztazích pro tepelně-hydraulický výpočet znázorňuje následující obr. 14.



Obr. 14 Schéma vinutého drátu

Pro laminární proudění pracovní látky v TP s vinutým drátem v oblasti hodnot Reynoldsova čísla $Re \leq 1\,000$ se Nusseltovo číslo dle [16] vypočte z rovnice:

$$Nu = 1,86 \cdot (Re \cdot Pr)^{\frac{1}{3}} \cdot \left[\frac{\cos \alpha - \left(\frac{e}{d_i}\right)^2}{\cos \alpha + \frac{e}{d_i}} \right]^{-\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{p}{d_i}\right)^{-\frac{1}{3}} \quad (51)$$

v níž je:

e ... průměr zkrouceného drátu [m]

d_i ... vnitřní průměr trubice [m]

p ... rozteč šroubení [m]

A parametr $\cos \alpha$ se dle [16] vypočte ze vztahu:

$$\cos \alpha = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\pi \cdot d_i}{p}\right)^2 + 1}} \quad (52)$$

Pro turbulentní proudění pracovní látky v TP s vinutým drátem v oblasti hodnot Reynoldsova čísla $1\,000 < Re \leq 80\,000$ lze Nusseltovo číslo dle [16] vypočítat z rovnice:

$$Nu = 0,132 \cdot Re^{0,72} \cdot Pr^{0,37} \cdot \left(\frac{p}{d_i}\right)^{-0,372} \quad (53)$$

A pro turbulentní proudění pracovní látky v TP s vinutým drátem v oblasti hodnot Reynoldsova čísla $80\,000 < Re \leq 250\,000$ se pak Nusseltovo číslo se dle [16] vypočte z rovnice:

$$Nu = Nu_S \cdot \left\{ 1 + \left[2,64 \cdot Re^{0,036} \cdot \left(\frac{e}{d_i}\right)^{0,212} \cdot \left(\frac{p}{d_i}\right)^{-0,21} \cdot \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{0,29} \cdot Pr^{-0,024} \right]^7 \right\}^{\frac{1}{7}} \quad (54)$$

v níž je:

Nu_S ... Nusseltovo číslo pro prázdnou trubku [-]

α ... úhel stoupání vinutí drátu [°]

Nusseltovo číslo pro prázdnou trubku se přitom dle [16] vypočte ze vztahu:

$$Nu_S = \frac{Re \cdot Pr \cdot \frac{f_{FS}}{2}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{f_{FS}}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (55)$$

v němž je:

f_{FS} ... Fanningův součinitel tření pro prázdnou trubku [-]

Tento třetí součinitel lze dle [16] vypočítat z rovnice:

$$f_{FS} = (1,58 \cdot \ln Re - 3,28)^{-2} \quad (56)$$

Fanningův faktor tření vyskytující se v této rovnici závisí na hodnotě Reynoldsova čísla dle [16] takto:

a) pro $Re \leq 310$ se vypočte jako:

$$f_F = \frac{16}{Re} \quad (57)$$

b) pro $300 < Re \leq 30\,000$ se vypočte ze vztahu:

$$f_F = 9,35 \cdot \left(\frac{p}{e}\right)^{-1,16} \cdot Re^{-0,217} \quad (58)$$

c) pro $30\,000 < Re \leq 250\,000$ se vypočte jako rovnice:

$$f_F = f_{FS} \cdot \left\{ 1,036 + \left[30,15 \cdot Re^{a_1} \cdot \left(\frac{e}{d_i}\right)^{a_2} \cdot \left(\frac{p}{d_i}\right)^{a_3} \cdot \left(\frac{\alpha}{90}\right)^{a_4} \right]^{\frac{15}{16}} \right\}^{\frac{16}{15}} \quad (60)$$

Jejíž koeficienty a_1 , a_2 , a_3 a a_4 se vypočítají takto:

$$a_1 = 0,67 - 0,06 \cdot \frac{p}{d_i} - 0,49 \cdot \frac{\alpha}{90} \quad (61)$$

$$a_2 = 1,37 - 0,157 \cdot \frac{p}{d_i} \quad (62)$$

$$a_3 = -1,66 \times 10^{-6} \cdot Re^{-0,33} \cdot \frac{\alpha}{90} \quad (63)$$

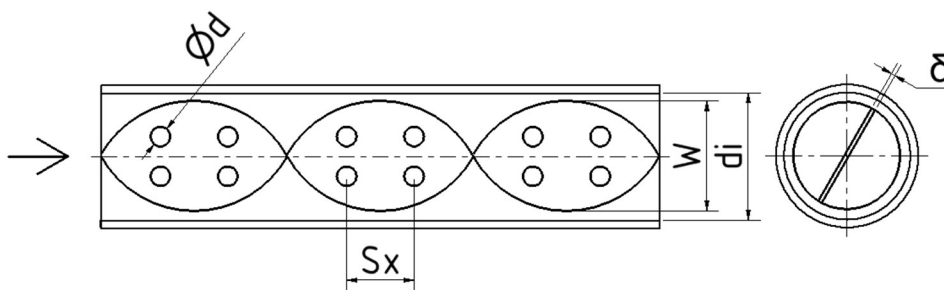
$$a_4 = 4,59 + 4,11 \times 10^{-6} \cdot Re^{-0,15} \cdot \frac{p}{d_i} \quad (64)$$

3.2.3 Perforované pasivní víříče typu zkroucený pásek

Perforované pasivní víříče typu zkroucený pásek tvoří v současnosti přímou konkurenci vyvinutou k hladkému zkroucenému pásku popsanému v kapitole 3.2.1. Obsahují řadu rozličných variant lišících se způsobem perforování zkrouceného pásku. V následujícím popisu bude pozornost zaměřena na tři aktuálně nejprogressivnější varianty, jež zastupuje dírkovaný zkroucený pásek, trojnásobný dírkovaný pásek a děrovaný zkroucený pásek.

Dírkovaný zkroucený pásek

Experimentální studie [11] představuje konstantně zkroucené pásy (anglicky perforated twisted tape insert), které jsou dírkované o poměru $d/W = 0,16$, kde d je průměr dírky a W šířka pásku, a osovou roztečí dírek o poměru $S_x/W = 0,56; 0,87; 1,19$, kde S_x je rozteč dírek. Poměr zkroucení měl hodnotu 3,97 a byl konstantní [11]. Na obr. 15 je příklad pásku znázorněn.



Obr. 15 Dírkovaný zkroucený pásek

V experimentu horká pracovní látka (voda) proudila v trubkách a studená (voda) v plášťovém prostoru (experiment probíhal ve výměníku typu trubka v trubce), jednalo se o protiproudé uspořádání a turbulentní režim proudění byl studován pro Reynoldsovo číslo v rozmezí 5 400-17 500. Bylo zjištěno, že přenos tepla se navýší na úkor navýšení třecích tlakových ztrát. Tento efekt vzniká z důvodu navýšení dynamického tlaku způsobeného prostupováním pracovní látky dírkami – zvyšuje se tak interakce tlakové síly se setrvačnou kolem proudící vrstvy [11].

Ve studii [11] bylo také studováno, jak se konkrétně přenos tepla zvýší oproti klasickým zkrouceným páskům a oproti prázdné trubce (bez turbulizátoru). Rovněž třecí součinitel se v porovnání s hladkými trubkami o dost zvýší, vzniká tedy větší tlaková ztráta. Oproti klasickým hladkým zkrouceným páskům je však u dírkovaných zkroucených pásků třecí součinitel nižší v celém studovaném rozsahu Reynoldsova čísla. Také bylo zjištěno, že třecí součinitel klesá se zvětšující se roztečí dírek.

V práci [11] byla studován i tzv. součinitel tepelného výkonu. Je to poměr součinitele přestupu tepla v trubce s vloženým dírkovaným zkrouceným páskem a součinitele přestupu tepla v hladké trubce. S rostoucí roztečí dírek tento poměr klesá. Součinitel tepelného výkonu u všech testovaných typů zkroucených pásků se zvyšujícím se Reynoldsovým číslem klesá. Autoři studie [11] dochází k závěru, že zkroucené pásy všech modifikací nejsou výhodné při příliš vysoké hodnotě Reynoldsova čísla. V běžných rozsazích

Reynoldsova čísla jsou však dírkované zkroucené pásy výhodnější než klasické zkroucené pásy.

Empirické vztahy se pro Nusseltovo číslo a Darcyho třecí součinitel určí podle [11] z těchto rovnic:

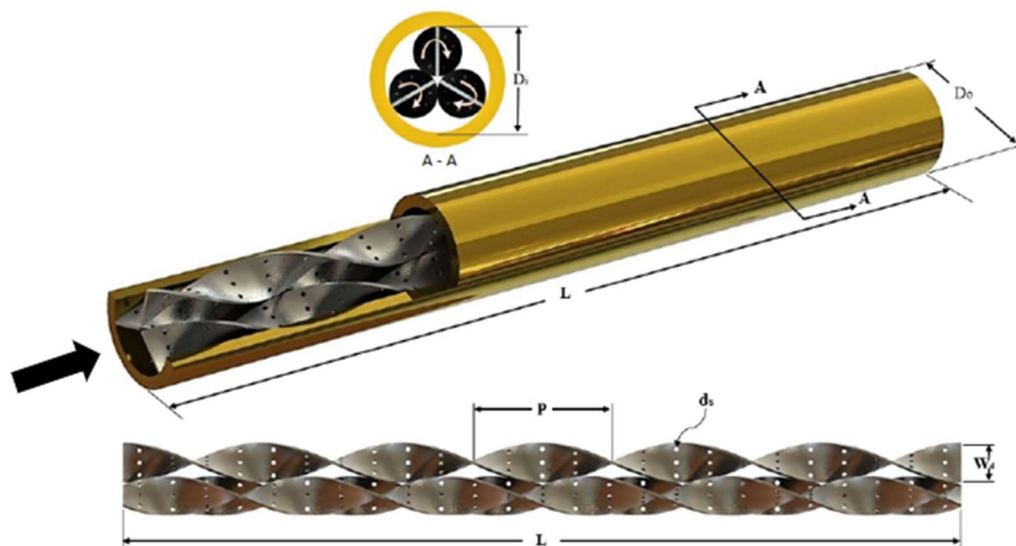
$$Nu = 0,03 \cdot Re^{0,842} \cdot Pr^{0,3} \cdot \left(\frac{S_x}{W}\right)^{-0,195} \quad (65)$$

$$f = 8,009 \cdot Re^{-0,460} \cdot \left(\frac{S_x}{W}\right)^{-0,173} \quad (66)$$

Vícenásobné dírkované pásy

Článek [5] posuzuje vliv použití tří dírkovaných zkroucených pásků (anglicky perforated triple twisted tape insert) v jedné trubce na proudění pracovní látky. Experiment poměřoval při proudění vzduchu zkroucené pásy s průměry dírek 2, 4, 6, 8 mm s různou „pórovitostí“ R_p (1,2-18,6 %). Pórovitostí se rozumí poměr průřezu trubky a plochy pásu (součin délky a šířky pásu). Reynoldsova čísla se pohybovala v rozmezí 7 250–49 800. Poměr zkroucení byl u všech vzorků stejný a dosahoval hodnoty 1,92.

Znázornění trojnásobného dírkovaného zkrouceného pásu je provedeno na následujícím obr. 16.



Obr. 16 Trojitý dírkovaný zkroucený pásek [5]

Nusseltovo číslo s rostoucím Reynoldsovým číslem stoupá různě podle pórovitosti. Nejvyšší je pro pásy o pórovitosti 4,6 %, pak 1,2 % a poté 10,4 % a 18,6 %. Nelze tedy jednoznačně konstatovat, že se s klesající pórovitostí přenos tepla zvyšuje. Dle studie [5] záleží spíše na poměru d/W – čím je tento poměr menší, tím je vyšší přenos tepla. Součinitel

tření se s rostoucím Reynoldsovým číslem snižuje, nejvyšší je pro pásy s pórovitostí 4,6 %, pak 1,2 %, 10,4 % a 18,6 % [5].

Pórovitost se dle [5] určí vztahem:

$$R_p = \frac{n_d \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2}{L_T \times W} \quad (67)$$

kde:

n_d ... počet dírek (pórů) [-]

d ... průměr dírky (póru) v pásku [m]

L_T ... délka zkrouceného pásku [m]

W ... šířka pásku [m]

Dle studie [5] dosahují nejvyššího přenosu tepla pásy s pórovitostí 4,6 % vůči zvýšení třecího součinitele. Toto provedení trojnásobného dírkovaného pásku tak studie [5] doporučuje pro praktické použití.

Empirické vztahy pro Nusseltovo číslo a Darcyho součinitel tření jsou dle [5] pro toto provedení vyjádřeny rovnicemi:

$$Nu = (0,0003 \cdot R_p^3 - 0,0093 \cdot R_p^2 + 0,0523 \cdot R_p + 0,8087) \cdot Re^{(-0,000002 \cdot R_p^3 + 0,00002 \cdot R_p^2 + 0,0013 \cdot R_p + 0,525)} \cdot Pr^{0,33} \quad (68)$$

$$f = (0,0032 \cdot R_p^3 - 0,0942 \cdot R_p^2 + 0,272 \cdot R_p + 19,849) \cdot Re^{(0,00003 \cdot R_p^3 - 0,0009 \cdot R_p^2 + 0,0079 \cdot R_p - 0,5735)} \quad (69)$$

Děrovaný zkroucený pásek

Děrovaný zkroucený pásek (anglicky swirling perforated twisted tape insert) je jako potenciálně slibný typ pasivního víříče analyzován studií [4]. Cílem studie bylo snížit tlakovou ztrátu vedoucí k nižším provozním nákladům. Pro pozorování vlastností přenosu tepla byly využity dva typy děrovaných zkroucených pásků – zcela zkroucený a částečně zkroucený. Částečně zkroucený pásek se vyznačuje tím, že 1. třetina pásku byla zkroucená, 2. třetina byla ponechána rovná a 3. třetina opět zkroucená. Tvar částečně zkrouceného pásku vytváří turbulentní tok a zároveň podporuje míchání proudu, zvětší se tak oblast přenosu tepla a zvýší se hodnoty součinitelů přestupu tepla [4]. Zkroucený děrovaný pásek je na obr. 17.



Obr. 17 Děrovaný zkroucený pásek [18]

Experimentální měření probíhalo za objemového průtoku vody v rozmezí 10,345-21,046 l/min, přičemž průměr děr ve zkrouceném pásku není ve studii [4] uveden.

Z měření ve studii [4] bylo zjištěno, že při zvýšení Reynoldsova čísla (tedy zvýšení rychlosti proudění, resp. průtoku, neboť průřez trubky je konstantní) se zvyšuje Nusseltovo číslo, a tím se zvyšuje součinitel prostupu tepla. Zároveň platí, že pro stejné Reynoldsovo číslo jsou u částečně zkrouceného pásku vyšší hodnoty součinitele prostupu tepla než u plně zkrouceného pásku.

Dále bylo zjištěno, že se zvyšujícím se Reynoldsovým číslem se snižuje teplota vnitřního povrchu trubky. Pro částečně zkroucený děrovaný pásek byly hodnoty teploty povrchu vyšší než pro plně zkroucený pásek.

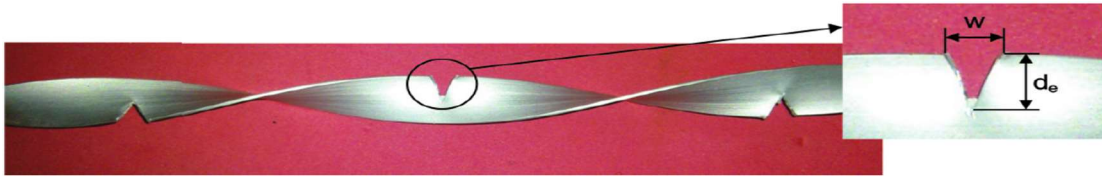
Dle studie [4] je návrh a instalace těchto pásků jednoduchá, je však třeba ještě provést studii na zjištění závislosti třecího faktoru a tlakové ztráty. Studie [4] uvádí pouze naměřená data a neuvádí výpočet Nusseltova čísla a faktoru tření.

3.2.4 Pasivní vířiče typu zkroucený pásek se zářezy

Další přímou konkurenční skupinou pasivních vířičů vyvinutých k hladkému zkroucenému pásku tvoří modifikace zkrouceného pásku se zářezy. V následujícím popisu bude pozornost zaměřena na dvě jeho varianty – na zkroucený pásek se zářezy ve tvaru V a na zkroucený pásek se zářezy ve tvaru U.

Zkroucené pásky se zářezy ve tvaru V

Zkroucenými pásky se zářezy ve tvaru V (anglicky V-cut twisted tape insert) se zabývá studie [12]. V experimentu byly porovnávány pásky s poměrem šířky $w/W = 0,32$; $0,38$; $0,48$, kde w je šířka zářezu (vrubu) a W šířka pásku. Hloubka vrubu byla u všech pásků konstantní – $d_e = 6$ mm. Zkroucený pásek s vrubem je zobrazen na obr. 18 [12].



Obr. 18 Zkroucený pásek se zářezem ve tvaru V [12]

Zkoumána byla především změna Nusseltova čísla, resp. součinitele prostupu tepla, a třecího součinitele. Testy byly prováděny v protiproudém výměníku typu trubka v trubce. Reynoldsovo číslo horké pracovní látky proudící v trubce se pohybovalo v rozmezí 5 400-17 350 [12].

Studie [12] ve svých výsledcích ukazuje, že čím je nižší poměr w/W , tím s rostoucím Reynoldsovým číslem (a zvyšující se rychlostí proudění) je vyšší přenos tepla (Nusseltovo číslo). Také je zjištěno, že přenos tepla je při použití zkrouceného pásku s vruby ve tvaru V vyšší než u běžného hladkého zkrouceného pásku.

U třecího faktoru pak bylo zjištěno, že s rostoucím Reynoldsovým číslem tlaková ztráta klesá, a u pásků s vrubem s nižším poměrem w/W je vyšší než u pásků s vyšším poměrem w/W a je vždy vyšší než u běžných hladkých zkroucených pásků [12].

Z měření v [12] byly odvozeny následující empirické vztahy pro Nusseltovo číslo a Darcyho třecí součinitel:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,83} \cdot Pr^{0,3} \cdot \left(\frac{w}{W}\right)^{-0,507} \quad (70)$$

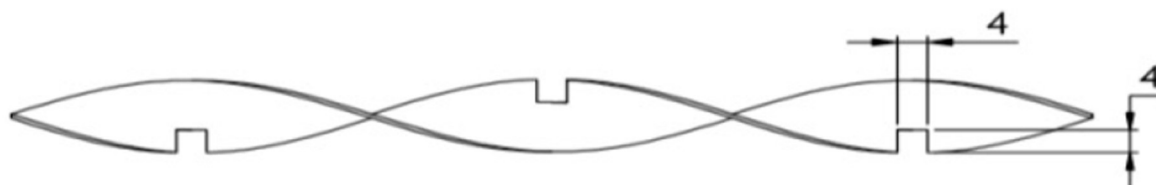
$$f = 11,45 \cdot Re^{-0,528} \cdot \left(\frac{w}{W}\right)^{-0,206} \quad (71)$$

Zkroucené pásky se zářezy ve tvaru U

Zkroucenými pásky s výřezem ve tvaru U (neboli také ve tvaru čtverce – anglicky square-cut twisted tape insert) se zabývá studie [13]. Tyto pásky s poměry zkroucení $y/W = 2,7; 4,5; 6,5$, kde y je rozteč zkroucení a W šířka pásku s rozměry všech stran výřezu 4 mm, byly porovnány s vlastnostmi hladkého zkrouceného pásku pro Reynoldsova čísla v rozpětí 8 000-18 000. Část proudu pracovní látky, jež projde při obtékání zkrouceného pásku těmito U výřezy, způsobuje náhodnou přídavnou turbulenci hlavní části proudu, čímž dochází k intenzifikaci přenosu tepla při zvýšení tlakové ztráty. Tento typ pásku je zobrazen na obr. 19 a 20:



Obr. 19 Zkroucený pásek se zářezy ve tvaru U [13]



Obr. 20 Schéma zkrouceného pásku se zářezy ve tvaru U [13]

Výsledky studie [13] ukazují, že s rostoucím Reynoldsovým číslem se zvyšuje přenos tepla (roste Nusseltovo číslo). Nusseltovo číslo je vyšší při nižším poměru zkroucení. Zkroucené pásky s vrubem ve tvaru U tak mají mírně vyšší součinitel prostupu tepla než hladké zkroucené pásky o stejném poměru zkroucení.

Taktéž součinitel tření mají pásky se zářezy ve tvaru U mírně vyšší než hladké zkroucené pásky. Nejvyšší součinitel tření mají přitom pásky s nižším poměrem zkroucení.

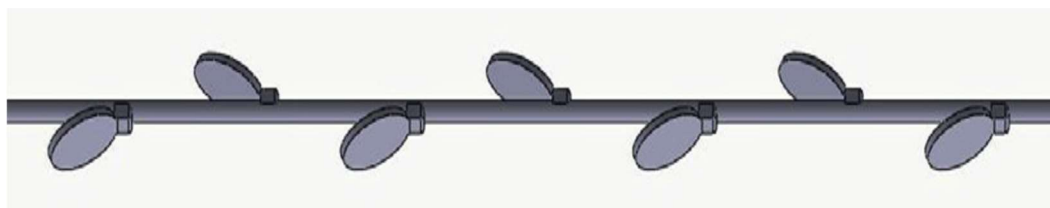
Vztahy pro výpočet Nusseltova čísla a součinitele tření studie [13] nepublikuje.

3.2.5 Ostatní konkureční pasivní vířiče

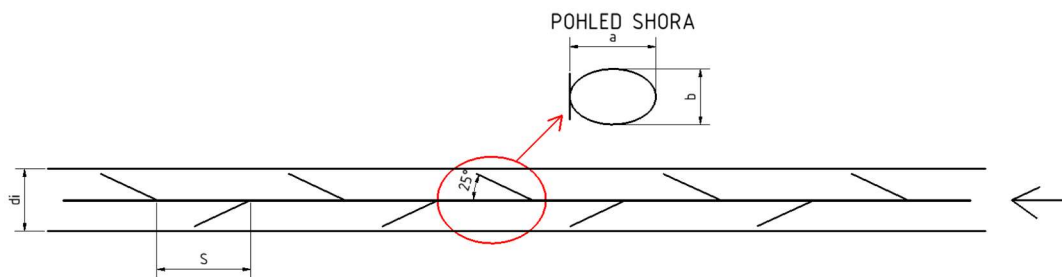
Kromě výše zmíněných se vyskytuje celá řada prakticky výše či méně aplikovaných konkurenčních typů pasivních vířičů. V dalším textu budou popsány dva nejzajímavější. Prvním z nich je tzv. lístkový turbulizátor, jenž je jednou z posledních technických novinek. Druhým z nich je v praxi již osvědčený turbulizátor nazývaný hiTran, který je moderní přímou konkurencí k pasivnímu vířiči typu vinutý drát.

Lístkové turbulizátory

Vlastnosti lístkových turbulizátorů (anglicky backward lonvered strip insert) publikuje studie [14]. Jsou zde zkoumány vířiče se vzdáleností lístků $S = 40; 50; 60$ mm pro Reynoldsova čísla v rozmezí 10 000-17 500. Lístky jsou připojeny ke středovému drátu pod úhlem 25° a mají rozměry $a = 10$ mm a $b = 6$ mm dle schématu. Nákres tohoto turbulizátoru je na obr. 21 a 22:



Obr. 21 Lístkový turbulizátor [14]



Obr. 22 Nákres lístkového turbulizátoru [14]

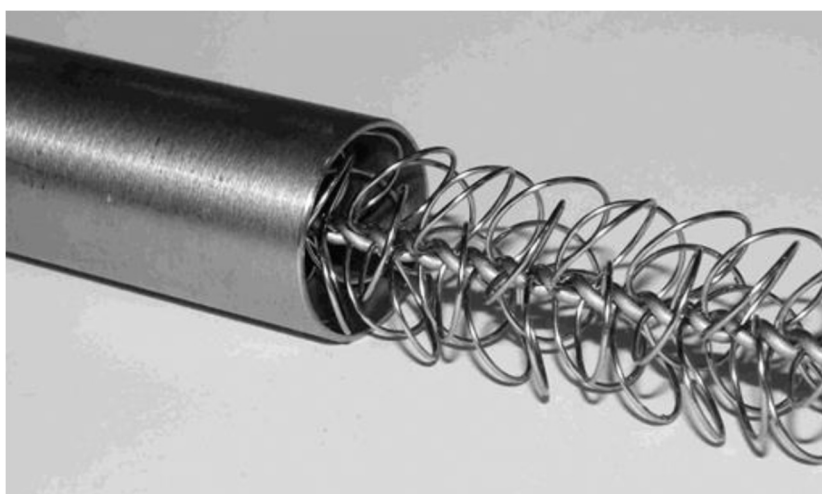
Pracovní látka (voda) proudí ve směru lístků, jak naznačuje šipka na obr. 22. Lístky způsobují, že se kapalina víří a vytváří turbulentní tok (čím menší vzdálenost mezi lístky, tím významnější víry) [14].

Výsledky lístkových pasivních vířičů byly ve studii [14] porovnány pouze s hladkou trubkou. Nusseltovo číslo je pro trubku s vloženými lístkovými turbulizátory mnohem vyšší než pro prázdnou trubku a s rostoucím Reynoldsovým číslem se Nusseltovo číslo zvětšuje. Součinitel tření s rostoucí rychlostí proudění mírně klesá a je pro lístkový turbulizátor vyšší než u hladké trubky. Nejvyšší hodnoty třecího součinitele se dosahuje u turbulizátoru s nejmenší vzdáleností lístků.

Studie [14] neuvádí výpočtové vztahy pro Nusseltovo číslo a součinitel tření.

Vířiče hiTRAN

Technologie drátěných pasivních vířičů hiTRAN byla vyvinuta firmou Cal Gavin LTD a mění laminární tok na turbulentní v případech, kdy má tekutina vysokou viskozitu. Vířič hiTRAN se skládá ze středového vinutí ze silnějšího drátu se smyčkami s konstantními vzdálenostmi tvořenými z drátu o menším průměru, jak lze vidět na obr. 23 [9].



Obr. 23 hiTRAN turbulizátor [19]

Turbulizátor hiTran je vyráběn s mírně větším průměrem, než je průměr trubky. Pružnost drátěných smyček způsobuje, že se smyčky po vložení do trubky dotýkají stěn

trubky. Počet smyček, resp. jejich hustota, může být následně měněn dle dovolené tlakové ztráty. Další geometrické vlastnosti vložky (hustota povrchu smyček, úhel sklonu smyček nebo průměr trubice) lze dle [9] měnit tak, aby bylo dosaženo optimálního přenosu tepla. Tyto možnosti jsou implementovány v softwaru hiTRAN.SP. firmy Cal Gavin. Vlastní vztahy pro Nusseltovo číslo a součinitel tření firma nezveřejňuje [9].

Ve srovnání s prázdnou trubkou lze v případě jednofázových aplikací pomocí hiTran vložky dosáhnout součinitele prostupu tepla, který je až 16krát vyšší [9].

Při instalaci vložky hiTran dochází samozřejmě ke zvýšení součinitele tření a zvyšuje se tedy i tlaková ztráta. Vhodným provedením vložek hiTran lze dosáhnout požadované intenzifikace v TP výměníku „na míru“ [9].

4 Softwarové zpracování matematických modelů

Tato kapitola prezentuje informace, poznatky a výsledky ze softwarového zpracování matematických modelů představených v předchozí kapitole.

4.1 Volba systému pro softwarové zpracování

Pro softwarové zpracování představených matematických modelů a pro vlastní výpočty je v této diplomové práci je využit software Maple. Tento matematický program funguje na principu modelování matematických operací se symbolickými výrazy, zvládá tedy symbolické a numerické výpočty, vytváření grafů funkcí (jedné, popř. dvou proměnných), programování funkcí a procedur, ale také ukládat data v několika dalších formátech kromě běžného mapleovského (např. HTML, LaTeX, RTF...) nebo provádět export do programovacích jazyků (např. C,...) [20].

Software Maple má implementované funkce a příkazy. Tyto funkce pokrývají velkou oblast matematiky přes lineární algebru, diferenciální a integrální počet, diferenciální rovnice, geometrii a logiku. Navíc obsahuje knihovny, kterými lze rozšířit tento systém [20].

Maple uchovává číslo v přesném tvaru, tj. ve zlomcích, proto dává přesnější výsledky než s čísly se zaokrouhlením za desetinnou čárkou. Výsledek však může být vyjádřen za pomoci desetinného čísla, ale v důsledku zaokrouhlování dochází k chybám ve výpočtu [20].

4.1.1 Organizace softwarového systému

Maple se dělí na dvě části – jádro (zvané kernel) a knihovny.

Jádro se dále dělí na tři základní části: první část překládá zadané příkazy do strojového kódu, druhou částí jsou algoritmy pro numerické výpočty a třetí částí jsou funkce a procedury pro zobrazení výsledků a provádění vstupních a výstupních operací. Jádro je napsáno v jazyce C. Neboť je jeho zdrojový kód vysoce optimalizován, je jádro rychlé a je malé velikosti – představuje asi 10 % velikosti systému [21].

Knihovny zabírají 90 % velikosti systému a dělí se na tři skupiny: hlavní skupina zahrnuje nejčastější příkazy (procedury, funkce), které nejsou implementovány v jádře, uživatelská skupina je tvořena méně používanými příkazy, které jsou třeba pro použití nahrát, a balíčky, jež jsou rozšiřujícími knihovnami pro zvolenou část matematiky [21].

4.1.2 Použité výpočtové procedury

Nejdříve se vytvoří pomocí interpolace kubický spline, pomocí kterého se určí střední hodnota měrné tepelné kapacity pracovní látky 1, která byla zadána oběma teplotami. Z tepelné bilance pro pracovní látku 1 se vypočte odhadovaný přenesený tepelný výkon. Dále se z odhadnuté výstupní teploty pracovní látky 2 pomocí iterací určí výstupní teplota pracovní látky 2 a poté střední hodnota měrné tepelné kapacity. Ze známých vstupních a výstupních teplot se vypočte střední teplotní logaritmický spád a poté střední hodnoty termofyzikálních vlastností obou pracovních látek. Pak přichází na řadu výpočet geometrie výměníku a hydraulický výpočet.

Neznámá střední hodnota měrné tepelné kapacity a výstupní teploty pracovní látky 2 se vypočte pomocí iterační procedury while-do, jejíž výpočet je založen na rozdílu přenesených tepelných výkonů, který je menší než 0,1 W. Pro vypočtenou výstupní teplotu pracovní látky 2 se pomocí iterací hledají optimální parametry pro průměr pláště, počet trubek a celkovou délku ze zvolených řad hodnot.

U kontrolního výpočtu jsou známé vstupní teploty pracovních látek a výstupní jsou odhadnuty, na základě těchto hodnot se vytvoří tepelná bilance obou pracovních látek. Pomocí iteračního výpočtu se tyto dvě bilance vyrovnají a tím dojde ke změně hodnot odhadovaných výstupních teplot pracovních látek, pro které je pak dopočten tepelný výkon, procesní a geometrické parametry zařízení.

4.2 Návrhové výpočty

4.2.1 Vstupní data

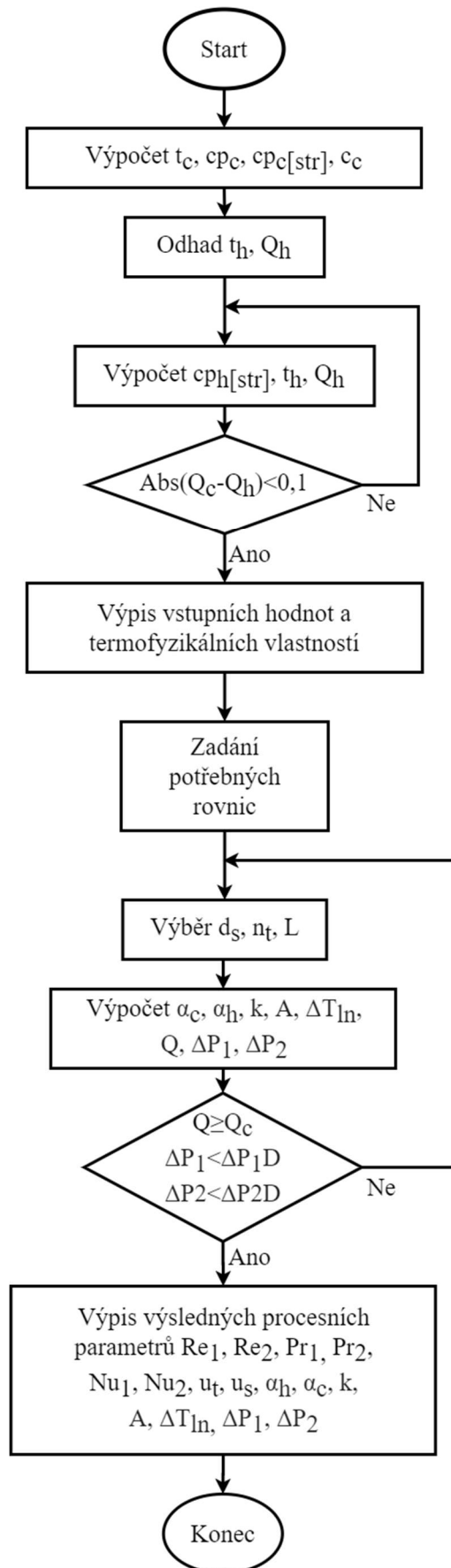
V návrhovém výpočtu je neznámou veličinou výstupní teplota ochlazované pracovní látky. Z konstrukčních parametrů je známý rozteč přepážek, průměr trubek a jejich rozteč, z provozních pak hmotové průtoky pro obě pracovní látky. Hledaná výstupní teplota se dopočte z tepelné bilance ohřívané tepelné látky. Optimální provedení výměníku z hlediska tepelného výkonu a tlakových ztrát je dosaženo vhodným výběrem průměru pláště, počtu trubek a celkové délky. Pomocí rovnice přenosu tepla je pro tyto parametry dopočten tepelný výkon, který je porovnán s tepelným výkonem určeným z bilanční rovnice ohřívané pracovní látky. Poté je vybráno nejvhodnější provedení výměníku.

Termofyzikální vlastnosti v závislosti na teplotě a tlaku jsou tabelovány. Pro danou střední teplotu jsou tyto vlastnosti stanoveny pomocí interpolace. V tab. 2 jsou uvedeny vstupní data pro návrhový výpočet.

Tab. 2 Vstupní data pro návrhový výpočet

Název	Symbol	Jednotka
Průtočné množství pracovní látky 1	m_1	[kg/s]
Průtočné množství pracovní látky 2	m_2	[kg/s]
Vstupní teplota ohřívané pracovní látky	t_{c1}	[°C]
Výstupní teplota ohřívané pracovní látky	t_{c2}	[°C]
Vstupní teplota ochlazované pracovní látky	t_{h1}	[°C]
Tlak pracovní látky 1	p_1	[kPa]
Tlak pracovní látky 2	p_2	[kPa]
Součinitel zanášení	R_z	[m ² ·K/W]
Průměr trubek	D_t	[m]
Rozteč trubek	P_t	[m]
Rozteč přepážek	P_b	[m]

4.2.2 Algoritmus návrhového výpočtu



4.2.3 Výsledky návrhového výpočtu

Výsledné hodnoty návrhového výpočtu lze rozdělit do tří skupin: konstrukční, provozní a výsledné parametry. Mezi konstrukční parametry patří délka, počet a rozteč trubek, jejich vnější průměr a tloušťka stěny, dále průměr pláště a rozteč, výška a tloušťka přepážek. Do provozních parametrů se řadí hmotnostní průtoky, vstupní a výstupní teploty pracovních látek a střední teploty pracovních látek. Výslednými parametry pak jsou Reynoldsova a Prandtlova čísla, rychlosti proudění pracovních látek, součinitel prostupu tepla, tepelný výkon a tlakové ztráty. Mezi výstupní parametry patří také termofyzikální vlastnosti proudících pracovních látek. V tab. 3 jsou hlavní sledované výstupní parametry.

Tab. 3 Výstupní hodnoty návrhového výpočtu

Název	Symbol	Jednotka
Délka výměníku	L	[m]
Počet trubek	n_t	[-]
Průměr pláště	d_s	[m]
Vnější průměr trubek	D_{t2}	[m]
Tloušťka stěny trubek	s_t	[m]
Rozteč trubek	P_t	[m]
Rozteč přepážek	P_b	[m]
Výška přepážek	H	[m]
Tloušťka stěny přepážek	s_b	[m]
Průtočné množství pracovní látky	m	[kg/s]
Vstupní teplota pracovní látky	t_{c1}/t_{h1}	[°C]
Výstupní teplota pracovní látky	t_{c2}/t_{h2}	[°C]
Střední teplota proudu	t_1/t_2	[°C]
Reynoldsovo číslo	Re	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	[-]
Rychlost proudění pracovní látky	u	[m/s]
Součinitel přestupu tepla	α	[W/m ² ·K]
Plocha výměny tepla	A	[m ²]
Střední teplotní logaritmický rozdíl	ΔT_{in}	[°C]
Součinitel prostupu tepla	k	[W/m ² ·K]
Tepelný výkon	Q	[W]
Tlakové ztráty	ΔP	[kPa]

4.3 Kontrolní výpočty

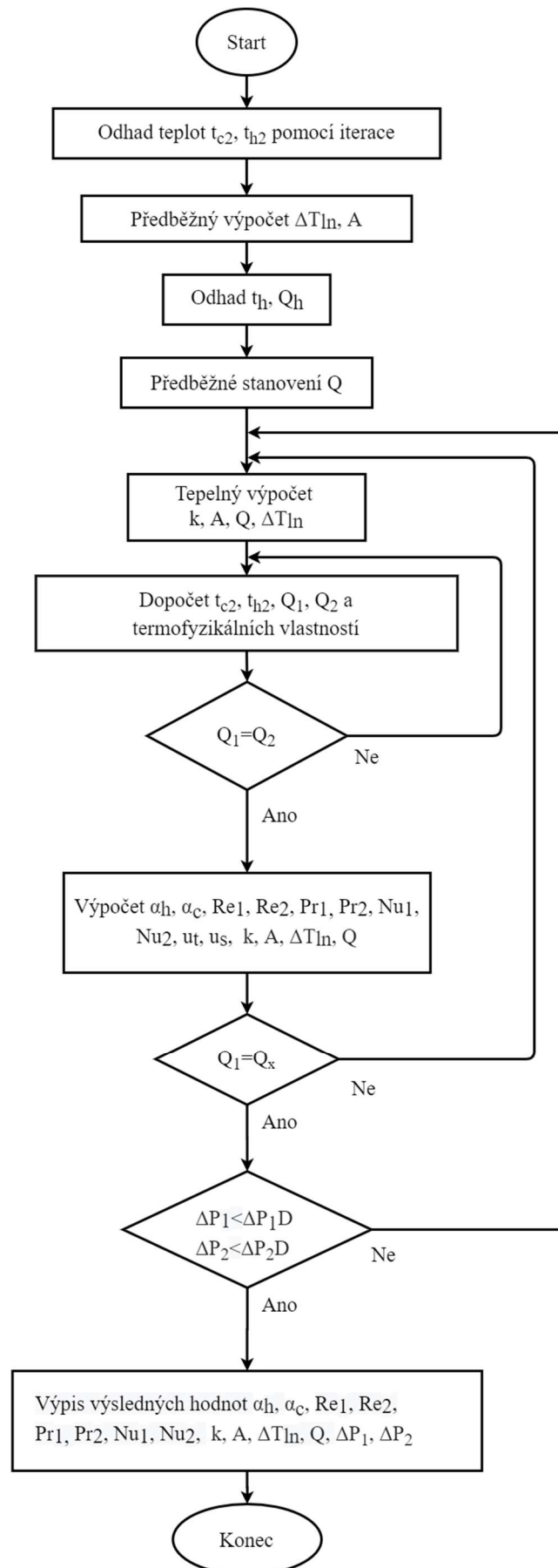
4.3.1 Vstupní data

V kontrolním výpočtu jsou hledány veličinami výstupní teploty obou pracovních látek a součinitelé prostupu tepla. Známymi hodnotami jsou geometrické parametry výměníku a vstupní teploty pracovních látek. Iteračním výpočtem se hledají vhodné výstupní teploty tak, aby bylo dosaženo požadovaného tepelného výkonu. Jedná se tedy o kontrolu zařízení, zda dokáže přenést určitý tepelný výkon. Termofyzikální vlastnosti jsou opět v závislosti na tlaku a teplotě tabelovány a pomocí interpolace jsou hodnoty určeny pro danou střední teplotu. V tab. 4 jsou uvedeny základní vstupní data.

Tab. 4 Vstupní hodnoty do kontrolního výpočtu

Název	Symbol	Jednotka
Průtočné množství pracovní látky 1	m_1	[kg/s]
Průtočné množství pracovní látky 2	m_2	[kg/s]
Vstupní teplota ohřívané pracovní látky	t_{c1}	[°C]
Vstupní teplota ochlazované pracovní látky	t_{h1}	[°C]
Tlak pracovní látky 1	p_1	[kPa]
Tlak pracovní látky 2	p_2	[kPa]
Průměr pláště	d_s	[m]
Průměr trubek	D_t	[m]
Rozteč trubek	P_t	[m]
Rozteč přepážek	P_b	[m]
Délka výměníku	L	[m]
Počet trubek	n_t	[-]
Plocha výměny tepla	A	[m ²]

4.3.2 Algoritmus kontrolního výpočtu



4.3.3 Výsledky kontrolního výpočtu

Cílem kontrolního výpočtu je nalezení vhodných provozních parametrů, tzn. těch, které souvisí s přenosem tepla. Hledají se tedy vhodné hodnoty výstupních teplot obou pracovních látek, na kterých provozní parametry závisí. Základní výstupní hodnoty jsou uvedeny v tab. 5.

Tab. 5 Výstupní hodnoty kontrolního výpočtu

Název	Symbol	Jednotka
Výstupní teplota ochlazovaného média	t_{h2}	[°C]
Výstupní teplota ohřívaného média	t_{c2}	[°C]
Střední teplotní logaritmický spád	ΔT_{ln}	[°C]
Součinitel přestupu tepla	α	[W/m ² ·K]
Součinitel prostupu tepla	k	[W/m ² ·K]
Tepelný výkon	Q	[W]
Rychlost proudění	u	[m/s]
Reynoldsovo číslo	Re	[-]
Prandtlovo číslo	Pr	[-]
Nusseltovo číslo	Nu	[-]
Tlakové ztráty	ΔP	[kPa]

5 Řešení průmyslového případu

Záměrem této diplomové práce je na základě komparativních tepelně-hydraulických výpočtů vybraného průmyslového případu trubkového výměníku tepla porovnat tepelně-hydraulické vlastnosti moderních technologických, resp. intenzifikačních, prvků s klasickými technologickými prvky konkurenčního typu tak, jak byly představeny v kapitole 3. Za tímto účelem byl vybrán konkrétní průmyslový případ trubkového výměníku tepla, v němž se předehřívá vzduch proudem horkých spalin.

V této kapitole tak budou postupně představeny vlastnosti pracovních látek, výchozí konfigurace výměníku v provedení s tyčovými přepážkami a jeho provedené výpočty, potenciální náhrada tyčových přepážek EM přepážkami a následná analýza potenciální intenzifikace přenosu tepla v TP výměníku pomocí pasivních vířičů typu zkroucený pásek, vinutý drát a jejich současných konkurenčních typů představených v kapitole 3.

5.1 Termofyzikální vlastnosti pracovních látek

Pro řešení průmyslový případ výměny tepla mezi předehřívaným vzduchem a horkými spalinami je třeba disponovat potřebnými termofyzikálními vlastnostmi obou těchto pracovních látek. Za tímto účelem byly termofyzikální vlastnosti, stejně jako vlastní zadání průmyslového případu, převzaty z [3]. Konkrétní použité termofyzikální vlastnosti vzduchu reprodukuje tab. 6 a spalin pak tab. 7.

Tab. 6 Pracovní látka – vzduch při tlaku 102 kPa [3]

Teplota	Hustota	Dynamická viskozita	Měrná tepelná kapacita	Tepelná vodivost
[°C]	[kg/m ³]	[Pa·s]	[J/kg·K]	[W/m·K]
20	1,1887	18,2·10 ⁻⁶	1006	0,0256
60	1,0456	20,1·10 ⁻⁶	1007	0,0285
100	0,9334	22,2·10 ⁻⁶	1011	0,0314
200	0,7359	25,8·10 ⁻⁶	1022	0,0385
300	0,6076	29,5·10 ⁻⁶	1047	0,0447
400	0,5173	32,8·10 ⁻⁶	1068	0,0502
500	0,4504	35,8·10 ⁻⁶	1093	0,0555
600	0,3988	38,6·10 ⁻⁶	1114	0,0607
700	0,3578	41,2·10 ⁻⁶	1137	0,0660

Tab. 7 Pracovní látka – spaliny při tlaku 101 kPa [3]

Teplota	Hustota	Dynamická viskozita	Měrná tepelná kapacita	Tepelná vodivost
[°C]	[kg/m ³]	[Pa·s]	[J/kg·K]	[W/m·K]
0	1,2238	15,8·10 ⁻⁶	1112,5	0,0220
100	0,8958	20,1·10 ⁻⁶	1117,6	0,0292
200	0,7065	24,0·10 ⁻⁶	1129,4	0,0363
300	0,5832	27,6·10 ⁻⁶	1144,0	0,0431
400	0,4966	30,9·10 ⁻⁶	1159,7	0,0498
500	0,4324	34,1·10 ⁻⁶	1175,7	0,0562
600	0,3829	37,2·10 ⁻⁶	1191,6	0,0625
700	0,3435	40,1·10 ⁻⁶	1207,3	0,0687
800	0,3115	42,9·10 ⁻⁶	1222,6	0,0747
900	0,2849	45,7·10 ⁻⁶	1237,4	0,0807
1000	0,2626	48,3·10 ⁻⁶	1251,8	0,0867

5.2 Výchozí provedení trubkového výměníku tepla

Zadání předmětného průmyslového příkladu je převzato z [3]. Je zaměřeno na návrh trubkového výměníku tepla s tyčovými přepážkami pro konkrétní provozní podmínky a specifikovaná omezení převzatá z [22]. Vstupní pracovní data pro návrh výměníku reprodukuje z [3] následující tab. 58

Tab. 8 Návrhový výpočet - vstupní hodnoty

Název	Veličina	TP	MP	Jednotka
Pracovní látka		spaliny	vzduch	
Průtočné množství	m ₁ /m ₂	56427	53807	[kg/h]
Průtočné množství	m ₁ /m ₂	15,674	14,946	[kg/s]
Teplota na vstupu	t ₁₁ /t ₁₂	468	16	[°C]
Teplota na výstupu	t ₂₁ /t ₂₂	?	371	[°C]
Tlak	p ₁ /p ₂	101	102	[kPa]

Dosažené výsledky vlastního návrhu výměníku porovnává práce [3] s reálným průmyslovým řešením výměníku převzatým z [22]. Toto reálné provedení bude použito i v této práci jako výchozí provedení trubkového výměníku, s nímž budou následující alternativní návrhy srovnávány. Hlavní provozní a konstrukční parametry tohoto výchozího provedení trubkového výměníku reprodukuje následující tab. 9.

Tab. 9 Parametry výchozího provedení trubkového výměníku

Název	Veličina	Podle literatury [22]	Jednotka
Průtočné množství v TP	m_1	56 427	[kg/h]
Průtočné množství v MP	m_2	53 807	[kg/h]
Vstupní teplota do TP	t_{11}	468	[°C]
Vstupní teplota do MP	t_{21}	16	[°C]
Výstupní teplota z TP	t_{12}	neuveďeno	[°C]
Výstupní teplota z MP	t_{22}	371	[°C]
Délka	L	12,192	[m]
Rozteč trubek	P_t	0,0445	[m]
Počet trubek	n_t	516	[-]
Rozteč přepážek	P_b	0,152	[m]
Počet přepážek	n_b	78	[-]
Vnější průměr trubek	D_{t2}	0,0381	[m]
Vnitřní průměr pláště	d_s	1,219	[m]
Součinitel prostupu tepla	k	61,30	[W/m ² ·K]
Plocha výměny tepla	A	neuveďeno	[m ²]
Součinitel zanášení v TP	R_{z1}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Součinitel zanášení v MP	R_{z2}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Tlakové ztráty v TP	ΔP_1	neuveďeno	[kPa]
Tlakové ztráty v MP	ΔP_2	35,7	[kPa]
Tepelný výkon	Q	5,45	[MW]

5.3 Kontrolní výpočet výchozího provedení výměníku a alternativní návrh pro tyčový přepážkový systém

Zmíněná práce [3] se mimo jiné věnovala i vytvoření návrhového a kontrolního tepelně-hydraulického výpočtu výměníku tepla s tyčovými přepážkami. Tyto výpočty byly z [3] v této práci převzaty, převedeny do softwarového systému Maple 2020, jenž byl popsán v kapitole 4, zkontrolovány a nalezené chyby byly opraveny. Takto updatované tepelně-hydraulické výpočty jsou nyní použity pro kontrolní výpočet výchozího provedení výměníku a pro alternativní návrh nového výměníku s tyčovým přepážkovým systémem. Srovnání výsledků těchto provedených výpočtů s výchozím provedením výměníku je uvedeno v tab. 10.

Tab. 10 Srovnání parametrů výpočtu pro tyčové přepážky

Název	Veličina	Podle literatury [22]	Kontrolní výpočet	Návrhový výpočet	Jednotka
Průtočné množství v TP	m_1	56 427	56427	56427	[kg/h]
Průtočné množství v MP	m_2	53 807	53807	53807	[kg/h]
Vstupní teplota do TP	t_{11}	468	468	468	[°C]
Vstupní teplota do MP	t_{21}	16	16	16	[°C]
Výstupní teplota z TP	t_{12}	neuveďeno	148,3	164,9	[°C]
Výstupní teplota z MP	t_{22}	371	389,4	371	[°C]
Délka	L	12,192	12,192	10	[m]
Rozteč trubek	P_t	0,0445	0,0445	0,0445	[m]
Počet trubek	n_t	516	516	481	[-]
Rozteč přepážek	P_b	0,152	0,152	0,152	[m]
Počet přepážek	n_b	78	78	62	[-]
Vnější průměr trubek	D_{t2}	0,0381	0,381	0,381	[m]
Vnitřní průměr pláště	d_s	1,219	1,219	1,143	[m]
Součinitel prostupu tepla	k	61,30	73,96	81,33	[W/m ² ·K]
Plocha výměny tepla	A	neuveďeno	752,88	575,73	[m ²]
Součinitel zanášení v TP	R_{z1}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Součinitel zanášení v MP	R_{z2}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Tlakové ztráty v TP	ΔP_1	neuveďeno	7,6	7,2	[kPa]
Tlakové ztráty v MP	ΔP_2	35,7	24,6	31,8	[kPa]
Tepelný výkon	Q	5,45	5,74	5,67	[MW]

Tab. 10 srovnává výsledky kontrolního a návrhového výpočtu, jenž mají stejné vstupní údaje (včetně geometrického rozložení trubek) převzaté z [22]. V prvním sloupci jsou uvedeny hodnoty reálného průmyslového řešení z [22], v druhém jsou výsledné hodnoty kontrolního výpočtu a ve třetím pak hodnoty z návrhového alternativního výpočtu pro tyčový přepážkový systém. Z tab. 7 je zřejmé, že se několik parametrů ve výpočtech liší. Prvním z nich je výstupní teplota ohřívané pracovní látky (tj. vzduchu), v jejímž případě je hodnota v kontrolním výpočtu o 18,4 °C vyšší. Druhou lišící se veličinou je součinitel prostupu tepla, jehož hodnota je v obou tepelně-hydraulických výpočtech vyšší, než je uváděna v [22]. Tento rozdíl je pravděpodobně způsoben tím, že se ve výpočtech uvažuje zanášení výměníku, tloušťka stěny trubky a celková plocha výměny tepla. Rozdílná hodnota tlakových ztrát je pak pravděpodobně důsledkem rozdílné rychlosti proudění.

Cílem alternativního návrhového výpočtu je vhodně vybrat průměr pláště, počet trubek a délku výměníku tak, aby byl splněn požadovaný tepelný výkon 5,45 MW. Ačkoliv by výsledné hodnoty měly odpovídat hodnotám z [22], jsou rozdílné. Výměník tepla z návrhového výpočtu má při stejném průměru pláště nižší počet trubek a je kratší. Pro hodnoty průměru pláště z [23] a hodnoty rozteče trubek a průměrů trubek z [22] byl dle [24] vypočten počet trubek, jenž roste závisle na průměru pláště. Návrhovým výpočtem byl hledán alternativní návrh výměníku s tyčovými přepážkami při uvažované tlakové ztrátě v TP 8 kPa a v MP 38 kPa s ohledem na výsledky tlakových ztrát z kontrolního výpočtu. Z tab. 7 je zřejmé, že při splnění požadovaného tepelného výkonu a při dovolených tlakových ztrátách je optimální vnitřní průměr pláště 1,143 m, počet

trubek 481 a délka 10 m. Požadovaný tepelný výkon je tedy splněn za použití kratšího výměníku a při stejné rozteči přepážek je počet těchto přepážek nižší. Důležitými faktory, které mají vliv na procesní a technologické parametry při proudění, jsou termofyzikální vlastnosti použitých pracovních látek, jejichž hodnoty nebyly v [22] uvedeny.

5.4 Náhrada tyčových přepážek EM přepážkami

Pro posouzení vlastností a možností EM přepážek jako konkurenční technologie v MP výměníku vůči tyčovým přepážkám byl v rámci této diplomové práce sestaven tepelně-hydraulický výpočet výměníku s EM přepážkami ve variantě pro kontrolní a návrhový výpočet výměníku. S použitím kontrolního výpočtu výměníku s EM přepážkami bylo nejprve (při nastavení geometrie výměníku nalezené v předchozí kapitole 5.3 návrhovým výpočtem) postupnou manuální změnou tloušťky pásků v EM přepážkách zjišťováno, jaké provedení EM přepážek by odpovídalo stejným tepelně-hydraulickým vlastnostem výměníku s tyčovými přepážkami navrženém v předchozí kapitole 5.3. Bylo zjištěno, že stejných tepelně-hydraulických vlastností jako navržený výměník s tyčovými přepážkami (o průměru tyči 6,35 mm) dosáhnou EM přepážky s tloušťkou přepážkových pásků 1,5 mm (což je nejmenší tloušťka uplatnitelná pro EM přepážky). Dosažené výsledky sumarizuje tab. 11.

Tab. 11 Srovnání sledovaných parametrů při použití tyčových a EM přepážek

Název	Veličina	Návrhový výpočet s tyčovými přepážkami	Kontrolní výpočet s EM přepážkami	Jednotka
Průtočné množství v TP	m_1	56427	56427	[kg/h]
Průtočné množství v MP	m_2	53807	53807	[kg/h]
Vstupní teplota do TP	t_{11}	468	468	[°C]
Vstupní teplota do MP	t_{21}	16	16	[°C]
Výstupní teplota z TP	t_{12}	164,9	159,7	[°C]
Výstupní teplota z MP	t_{22}	371	376,8	[°C]
Délka	L	10	10	[m]
Rozteč trubek	P_t	0,0445	0,0445	[m]
Počet trubek	n_t	481	481	[-]
Rozteč přepážek	P_b	0,152	0,152	[m]
Počet přepážek	n_b	62	62	[-]
Vnější průměr trubek	D_{t2}	0,381	0,381	[m]
Vnitřní průměr pláště	d_s	1,143	1,143	[m]
Součinitel prostupu tepla	k	81,33	83,34	[W/m ² ·K]
Plocha výměny tepla	A	575,73	575,73	[m ²]
Součinitel zanášení v TP	R_{z1}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Součinitel zanášení v MP	R_{z2}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Tlakové ztráty v TP	ΔP_1	7,2	7,1	[kPa]
Tlakové ztráty v MP	ΔP_2	31,8	30,9	[kPa]
Tepelný výkon	Q	5,67	5,54	[MW]

Následně bylo kontrolním výpočtem výměníku s EM přepážkami zjišťována velikost (tj. průměr výměníku, počet trubek, délka trubek), jakou by musel výměník

s EM přepážkami mít, pokud by se použily EM přepážky s tloušťkou přepážkových pásků 6,35 mm (tj. se stejnou tloušťkou, jakou mají tyčové přepážky u navrženého výměníku v předchozí kapitole 5.3). Návrhový výpočet bylo zjištěno, že EM přepážky s tloušťkou pásků 6,35 mm způsobují tak velkou tlakovou ztrátu, že výpočtový program pro dovolenou tlakovou ztrátu v MP 38 kPa nenajde v dostupném rozsahu průměrů pláště výměníku vyhovující provedení výměníku (tj. program zvyšuje ve snaze snížení tlakových ztrát v MP průměr pláště výměníku, až se dostane nad maximální použitelný normalizovaný průměr pláště výměníku). Z tohoto důvodu byla dovolená tlaková ztráta vzduchu v MP výměníku zvýšena nejprve na 58 kPa a pak na 68 kPa. Pro takto zvýšené hodnoty tlakových ztrát v MP již výpočtový program našel vyhovující provedení výměníku s EM přepážkami s pásky o šířce 6,35 mm. Obdržené výsledky z takto provedených komparativních výpočtů přehledně sumarizuje následující tab. 12.

Tab. 12 Srovnání sledovaných parametrů provedených komparativních výpočtů

Název	Veličina	Návrhový výpočet s tyčovými přepážkami	Návrhový výpočet s EM přepážkami pro dovolené $\Delta p=58$ kPa v MP	Návrhový výpočet s EM přepážkami pro dovolené $\Delta p=68$ kPa v MP	Jednotka
Průtočné množství v TP	m_1	56427	56427	56427	[kg/h]
Průtočné množství v MP	m_2	53807	53807	53807	[kg/h]
Vstupní teplota do TP	t_{11}	468	468	468	[°C]
Vstupní teplota do MP	t_{21}	16	16	16	[°C]
Výstupní teplota z TP	t_{12}	164,9	164,9	164,9	[°C]
Výstupní teplota z MP	t_{22}	371	371	371	[°C]
Délka	L	10	8	9	[m]
Rozteč trubek	P_t	0,0445	0,0445	0,0445	[m]
Počet trubek	n_t	481	861	681	[-]
Rozteč přepážek	P_b	0,152	0,152	0,152	[m]
Počet přepážek	n_b	62	50	56	[-]
Vnější průměr trubek	D_{t2}	0,381	0,381	0,381	[m]
Vnitřní průměr pláště	d_s	1,143	1,524	1,372	[m]
Součinitel prostupu tepla	k	81,33	55,02	64,37	[W/m ² ·K]
Plocha výměny tepla	A	575,73	824,46	733,61	[m ²]
Součinitel zanášení v TP	R_{z1}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Součinitel zanášení v MP	R_{z2}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Tlakové ztráty v TP	ΔP_1	7,2	2,0	3,45	[kPa]
Tlakové ztráty v MP	ΔP_2	31,8	51,1	66,31	[kPa]
Tepelný výkon	Q	5,67	5,50	5,72	[MW]

Z výsledků prezentovaných v tab. 11 a v tab. 12 je jasně zřejmé, že EM přepážky umožňují pracovní látce v MP výměníku dosáhnout vyššího součinitele prostupu tepla. Ovšem také je z výsledků zřejmé, že je třeba při použití EM přepážek pečlivě volit provedení EM přepážek, tj. tloušťku pásků v přepážce, neboť silně ovlivňují (zvyšují) tlakové ztráty pracovní látky proudící v MP výměníku.

5.5 Intenzifikace přenosu tepla v TP výměníku pomocí pasivních vířičů typu zkroucený pásek a vinutý drát

Tato práce není zaměřena pouze na porovnání tyčových a EM přepážek, ale také se v ní zkoumá vliv intenzifikačních prvků vložených do TP výměníku s EM přepážkami v MP. V této kapitole jsou porovnány, v současné době používané, klasické pasivní vířiče typu zkroucený pásek, který byl zmíněn v kapitole 2.2.1, a vinutý drát z kapitoly 2.2.2, pro které je upraven kontrolní výpočet pro EM přepážky. Záměrem výpočtů je zjistit intenzifikační možnosti těchto klasických turbulizátorů pro navržený výměník s EM přepážkami z předchozí kapitoly 5.4 v provedení dle tab. 11. Přitom se, vzhledem k výsledkům návrhového výpočtu (viz tab. 11) předpokládá, že dovolená tlaková ztráta pracovní látky v TP je 10 kPa. Pro potřeby výpočtu byly zvoleny zkroucené pásky o šířce 34,1 mm a tloušťce 2 mm, vinutý drát pak o průměru 2 mm, další jejich parametry byly voleny manuálně. V tab. 13 jsou uvedeny výsledné hodnoty kontrolního výpočtu s prázdnými trubkami, se zkrouceným páskem v TP a vinutým drátem v TP v nalezených provedeních vyhovujících omezení na tlakovou ztrátu v TP o hodnotě 10 kPa.

Tab. 13 Srovnání parametrů kontrolních výpočtů s EM přepážkami a úpravou TP

Název	Veličina	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a prázdnými trubkami	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a zkrouceným páskem v trubkách	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a vinutým drátem v trubkách	Jednotka
Průtočné množství v TP	m_1	56427	56427	56427	[kg/h]
Průtočné množství v MP	m_2	53807	53807	53807	[kg/h]
Vstupní teplota do TP	t_{11}	468	468	468	[°C]
Vstupní teplota do MP	t_{21}	16	16	16	[°C]
Výstupní teplota z TP	t_{12}	159,7	109,0	115,7	[°C]
Výstupní teplota z MP	t_{22}	376,8	432,5	425,2	[°C]
Délka	L	10	10	10	[m]
Rozteč trubek	P_t	0,0445	0,0445	0,0445	[m]
Počet trubek	n_t	481	481	481	[-]
Rozteč pasivního vířiče	h	-	0,023	0,005	[m]
Rozteč přepážek	P_b	0,152	0,152	0,152	[m]
Počet přepážek	n_b	62	62	62	[-]
Vnější průměr trubek	D_t	0,0381	0,0381	0,0381	[m]
Vnitřní průměr pláště	d_s	1,143	1,143	1,143	[m]
Součinitel prostupu tepla	k	83,34	187,0	162,92	[W/m ² ·K]
Plocha výměny tepla	A	575,73	575,73	575,73	[m ²]
Součinitel zanášení v TP	R_{z1}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Součinitel zanášení v MP	R_{z2}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Tlakové ztráty v TP	ΔP_1	7,1	9,9	9,5	[kPa]
Tlakové ztráty v MP	ΔP_2	30,9	32,8	32,5	[kPa]
Tepelný výkon	Q	5,54	6,43	6,31	[MW]

Z výsledných hodnot v tab. 13 vyplývá, že vložením pasivního vířiče, jak zkrouceného pásku, tak vinutého drátu, do TP dosahuje pracovní látka mnohem vyššího součinitele prostupu tepla a tím i vyššího tepelného výkonu. Zároveň se však výrazně zvýší i tlaková ztráta v TP. Pasivní vířiče byly zvoleny tak, aby tlaková ztráta v TP měla maximální hodnotu 10 kPa, což bylo splněno za použití zkrouceného pásku o tloušťce 2 mm a rozteči zkroucení 23 mm a vinutého drátu o tloušťce 2 mm a rozteči zkroucení 5 mm. Je tedy nutné volit parametry pasivního vířiče s ohledem na dovolené tlakové ztráty.

5.6 Intenzifikace přenosu tepla v TP výměníku konkurenčními typy pasivních vířičů

V současnosti se na trhu objevují i alternativní typy pasivních vířičů v TP. V této kapitole jsou porovnávány zkroucené pásky se zářezy ve tvaru V, dírkované pásky a trojitě dírkované pásky, které jsou alternativou ke klasickým zkrouceným páskům, jejichž srovnání s prázdnými trubkami je uvedeno v kapitole 5.5. Tyto typy pasivních vířičů byly zvoleny z důvodu dostupnosti výpočtových vztahů pro Nusseltovo číslo a součinitel tření. Pro účel výpočtu byly zvoleny kroucené pásky se zářezy ve tvaru V, uvedenými v kapitole 2.2.4, o šířce zářezu 16 mm, dále dírkované pásky z kapitoly 2.2.3 o průměru dírek 5 mm, a nakonec trojitě dírkované pásky, jež jsou zmíněné v kapitole 5.5.6 a jsou definovány pomocí pórovitosti, jež vychází z velikosti dírky v pásku 2 mm a mají šířku 15,91 mm. Tyto parametry byly zvoleny manuálně tak, aby byla dodržena maximální dovolená tlaková ztráta o hodnotě 10 kPa. V tab. 14 jsou uvedeny sledované hodnoty kontrolních výpočtů sledovaných pasivních vířičů.

Tab. 14 Srovnání sledovaných hodnot kontrolních výpočtů pro konkurenční typy vířičů

Název	Veličina	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a prázdnými trubkami	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a zkrouceným páskem se zářezy ve tvaru V v trubkách	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a zkrouceným dírkovaným páskem v trubkách	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a trojnásobnými zkrouceným dírkovaným i pásy v trubkách	Jednotka
Průtočné množství v TP	m_1	56427	56427	56427	56427	[kg/h]
Průtočné množství v MP	m_2	53807	53807	53807	53807	[kg/h]
Vstupní teplota do TP	t_{11}	468	468	468	468	[°C]
Vstupní teplota do MP	t_{21}	16	16	16	16	[°C]
Výstupní teplota z TP	t_{12}	159,7	132,8	158,3	135,5	[°C]
Výstupní teplota z MP	t_{22}	376,8	406,5	378,4	403,5	[°C]
Délka	L	10	10	10	10	[m]
Rozteč trubek	P_t	0,0445	0,0445	0,0445	0,0445	[m]
Počet trubek	n_t	481	481	481	481	[-]
Šířka pásku	W	-	0,0341	0,0341	0,0159	[m]
Šířka vrubu	w	-	0,016	-	-	[m]
Průměr dírky v pásku	d	-	-	0,005	0,002	[m]
Rozteč přepážek	P_b	0,152	0,152	0,152	0,152	[m]
Počet přepážek	n_b	62	62	62	62	[-]
Vnější průměr trubek	D_t	0,0381	0,0381	0,0381	0,0381	[m]
Vnitřní průměr pláště	d_s	1,143	1,143	1,143	1,143	[m]
Součinitel prostupu tepla	k	83,34	121,07	84,87	116,2	[W/m ² ·K]
Plocha výměny tepla	A	575,73	575,73	575,73	575,73	[m ²]
Součinitel zanášení v TP	R_{z1}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Součinitel zanášení v MP	R_{z2}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Tlakové ztráty v TP	ΔP_1	7,1	15,1	26,9	13,9	[kPa]
Tlakové ztráty v MP	ΔP_2	30,9	31,9	30,9	31,8	[kPa]
Tepelný výkon	Q	5,54	6,01	5,57	5,97	[MW]

Z tab. 14 je zřejmé, že ani jeden pasivní vířič nespĺňuje dodržení dovolené tlakové ztráty v TP, ačkoliv jejich parametry byly voleny dle příslušných studií tak, aby bylo dosaženo nejnižší možné tlakové ztráty v TP. Nejvyšší součinitel prostupu tepla (a taky nejvyšší přenesený výkon) má z výše uvedených moderních pasivních vířičů zkroucený pásek se zářezy ve tvaru V, nejvyšší tlakovou ztrátu v TP spolu s nejnižším součinitelem prostupu tepla pak zkroucený dírkovaný pásek.

5.7 Sumarizace a zhodnocení dosažených výsledků

V následující kapitole jsou do tab. 15 shrnuty hodnoty všech výše zmíněných výpočtů – tj. návrhového výpočtu výměníku s tyčovými přepážkami a kontrolních výpočtů s EM přepážkami v MP a vloženými pasivními vířiči v TP.

Tab. 15 Sumarizace dosažených výsledků

Název	Veličina	Návrhový výpočet výměníku s tyčovými přepážkami	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a prázdnými trubkami	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a zkrouceným páskem v trubkách	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a vinutým drátem v trubkách	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a zkrouceným páskem se zářezy ve tvaru V v trubkách	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a zkrouceným dírkovaným páskem v trubkách	Kontrolní výpočet s EM přepážkami a trojnásobnými zkroucenými dírkovanými pásy v trubkách	Jednotka
Průtočné množství v TP	m_1	56427	56427	56427	56427	56427	56427	56427	[kg/h]
Průtočné množství v MP	m_2	53807	53807	53807	53807	53807	53807	53807	[kg/h]
Vstupní teplota do TP	t_{11}	468	468	468	468	468	468	468	[°C]
Vstupní teplota do MP	t_{21}	16	16	16	16	16	16	16	[°C]
Výstupní teplota z TP	t_{12}	164,9	159,7	109,0	115,7	132,8	158,3	135,5	[°C]
Výstupní teplota z MP	t_{22}	371	376,8	432,5	425,2	406,5	378,4	403,5	[°C]
Délka	L	10	10	10	10	10	10	10	[m]
Rozteč trubek	P_t	0,0445	0,0445	0,0445	0,0445	0,0445	0,0445	0,0445	[m]
Počet trubek	n_t	481	481	481	481	481	481	481	[-]
Rozteč přepážek	P_b	0,152	0,152	0,152	0,152	0,152	0,152	0,152	[m]
Počet přepážek	n_b	62	62	62	62	62	62	62	[-]
Vnější průměr trubek	D_t	0,381	0,381	0,0381	0,0381	0,0381	0,0381	0,0381	[m]
Vnitřní průměr pláště	d_s	1,143	1,143	1,143	1,143	1,143	1,143	1,143	[m]
Součinitel prostupu tepla	k	81,33	83,34	187,0	162,92	121,07	84,87	116,2	[W/m ² ·K]
Plocha výměny tepla	A	575,73	575,73	575,73	575,73	575,73	575,73	575,73	[m ²]
Součinitel zanášení v TP	R_{z1}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Součinitel zanášení v MP	R_{z2}	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	$3,52 \cdot 10^{-4}$	[W/m ² ·K]
Tlakové ztráty v TP	ΔP_1	7,2	7,1	9,9	9,5	15,1	26,9	13,9	[kPa]
Tlakové ztráty v MP	ΔP_2	31,8	30,9	32,8	32,5	31,9	30,9	31,8	[kPa]
Tepelný výkon	Q	5,67	5,54	6,43	6,31	6,01	5,57	5,97	[MW]

Lze konstatovat, že výměnou EM přepážek na místo tyčových přepážek dosáhne pracovní látka v MP vyššího součinitele prostupu tepla, a zároveň i nižších tlakových ztrát. Hodnoty jsou ovlivněny šířkou použitého pásku. EM přepážky jsou tak vhodnou intenzifikační alternativou k tyčovým přepážkám.

Použitím pasivních vířičů lze dosáhnout vyššího součinitele prostupu tepla, je však nutné mít na paměti i výrazné zvýšení tlakových ztrát (s ohledem na volbu typu pasivního vířiče). V analyzovaném průmyslovém případě dosahuje nejnižších tlakových ztrát v TP vinutý drát, pak zkroucený pásek, který však umožňuje dosáhnout nejvyššího zvýšení tepelného výkonu. Další moderní alternativy provedení zkrouceného pásku však již přesahují v TP dovolenou tlakovou ztrátu o hodnotě 10 kPa.

Výhodou všech pasivních vířičů je, že pouhým jejich vložením do TP může být zvýšen přenesený tepelný výkon, aniž by bylo nějak výrazně zasahováno do současné podoby geometrie výměníku. Přitom však současně dochází ke zvýšení tlakové ztráty v TP. Obecně tedy platí, že při vložení pasivních vířičů do TP je dosaženo vyššího přeneseného tepelného výkonu za současného zvýšení tlakových ztrát. Na základě dosažených výsledků se pro posuzované alternativní konkurenční varianty zkrouceného pásku jeví nutné ještě provést doplňující studie, které by vhodně upřesnily dosavadní výpočtové vztahy.

6 Závěr

Tato diplomová práce je zaměřena na srovnání moderních technologických prvků pro trubkové výměníky tepla. Konkrétně se zabývá tzv. EM přepážkami, které se v dnešní době objevují jako alternativa k segmentovým přepážkám. Dále jsou v práci zkoumány intenzifikační vlivy na výměník s EM přepážkami při doplnění pasivních vířičů do trubkového prostoru výměníku, a to jak vířičů běžného typu (vinutý drát, zkroucený pásek) tak i moderními konkurenčními typy.

V teoretické části jsou nejdříve zmíněny obecné informace o trubkovém výměníku tepla se svazkem trubek v plášti a základní výpočtové vztahy. Poté je představena alternativa k tyčovým přepážkám – EM přepážky. Následuje představení běžných pasivních vířičů jako je vinutý drát a zkroucený pásek, a nakonec jsou představeny různé moderní konkurenční typy/alternativy těchto vířičů.

Pro potřebu porovnání výpočtů bylo zvoleno stejné zadání průmyslového případu, jaké byly zvoleny i v [3]. Byl použit i stejný matematický software – Maple. Výsledným zjištěním je, že EM přepážky mají oproti tyčovým přepážkám za stejných vstupních podmínek a při použití obdobné geometrie vyšší součinitel prostupu tepla za současně nižších tlakových ztrát v mezitrubkovém prostoru.

Dále byl tepelně-hydraulický výpočet pro tepelný výměník s EM přepážkami doplněn rovnicemi pro pasivní vířiče – nejdříve pro vinutý drát a klasický zkroucený pásek.

Nakonec byly vytvořeny výpočty pro moderní technologické prvky používané v praxi, jako jsou zkroucené pásy se zářezy ve tvaru V, dírkované zkroucené pásy a trojitě zkroucené pásy. Pro tyto tři varianty byly ve studiích a odborných článcích uvedeny rovnice, které definují proudění (Nusseltovo číslo) a součinitele tření.

EM přepážky se ukázaly jako vhodná alternativa k tyčovým přepážkám, mají nižší tlakovou ztrátu v mezitrubkovém prostoru a vyšší součinitel prostupu tepla. Pro použití pasivních vířičů byla stanovena maximální dovolená tlaková ztráta v trubkovém prostoru 10 kPa. Klasické pasivní vířiče (vinutý drát, zkroucený pásek) tuto podmínku splnily, a ačkoliv se v rámci dovolené hodnoty tlakové ztráty v trubkovém prostoru zvýšily, zvýšil se znatelně i požadovaný přenesený výkon. Konkurenční podoby zkrouceného pásku způsobily rovněž znatelné zvýšení hodnoty přeneseného tepelného výkonu, ale zároveň se výrazně zvýšila tlaková ztráta v trubkovém prostoru nad povolený limit, tudíž se pro praktickou intenzifikaci dotyčného průmyslového případu neosvědčily. Souhrnně lze konstatovat, že posuzované moderní intenzifikační prvky pasivních vířičů vykazují ve srovnání s klasickými intenzifikačními prvky (vinutý drát, zkroucený pásek) výrazně vyšší tlakové ztráty a jejich výpočtové vztahy nejsou ještě v současné době v aktuálně dostupných podkladech dostatečně propracované pro jejich každodenní rutinní a optimální využití v běžné praxi procesního inženýra.

Citovaná literatura

- [1] JEGLA, Zdeněk. ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ. *ÚVOD DO PŘEDMĚTU KNP, NAVRHOVÁNÍ TRUBKOVÝCH VÝMĚNÍKŮ TEPLA: Přednáška č. 1 předmětu: „Navrhování procesních a energetických systémů“*. Brno, 2019.
- [2] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Vyd. 1. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. : obr., tabulky, grafy. ISBN 80-214-0363-2.
- [3] MIKEŠKA, Petr. *Výpočtové postupy pro tepelně-hydraulický návrh a kontrolu nekonvenčních zařízení na výměnu tepla*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2008.
- [4] AHMAD, Shahrokh, Sadia OISHE a Lutfor RAHMAN. *The augmentation of heat transfer in a pipe flow using a swirling perforated twisted (SPT) tape insert* [online]. , 020013- [cit. 2020-02-27]. DOI: 10.1063/1.5018531. Dostupné z: <http://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.5018531>
- [5] BHUIYA, Muhammad, Md ROSHID, Md. TALUKDER, Mohammad RASUL a Prasanjit DAS. Influence of perforated triple twisted tape on thermal performance characteristics of a tube heat exchanger. In: *Applied Thermal Engineering* [online]. 2020, **167** [cit. 2020-02-27]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114769. ISSN 13594311. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431119347738>
- [6] JIANG, Ning, Jacob SHELLEY a Robin SMITH. New models for conventional and heat exchangers enhanced with tube inserts for heat exchanger network retrofit. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2014, **70**(1), 944-956 [cit. 2020-02-27]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.015. ISSN 13594311. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S135943111400492X>
- [7] *Pressure loss in pipe* [online]. Neutrium [cit. 2020-06-23]. Dostupné z: https://neutrium.net/fluid_flow/pressure-loss-in-pipe/
- [8] MÜLLER-STEINHAGEN, Hans a Hans ZETTLER, ed. *Heat Exchanger Fouling: Mitigation and Cleaning Technologies*. 2. D-Essen: PP PUBLICO Publications, 2011. ISBN 3-934736-20-3.
- [9] BART, Hans-Jörg a Stephan SCHOLL. *Innovative heat exchangers*. 1st edition. Cham: Springer International Publishing, 2018, 394 s. ISBN 978-3-319-71641-1.

- [10] *Expanded Metal Baffles* [online]. In: . [cit. 2020-03-04]. Dostupné z: <https://www.powermag.com/innovative-heat-exchanger-technology-enhances-proven-designs/>
- [11] YANINGSIH, Indri, Tri ISTANTO a Agung WIJAYANTA. *Experimental study of heat transfer enhancement in a concentric double pipe heat exchanger with different axial pitch ratio of perforated twisted tape inserts* [online]. , 030012- [cit. 2020-02-27]. DOI: 10.1063/1.4943436. Dostupné z: <http://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.4943436>
- [12] YANINGSIH, Indri, Agung WIJAYANTA, Takahiko MIYAZAKI a Shigeru KOYAMA. *V-cut twisted tape insert effect on heat transfer enhancement of single phase turbulent flow heat exchanger* [online]. , 030038- [cit. 2020-02-27]. DOI: 10.1063/1.5024097. Dostupné z: <http://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.5024097>
- [13] WIJAYANTA, Agung, PRANOWO, MIRMANTO, Budi KRISTIAWAN a Muhammad AZIZ. Internal Flow in an Enhanced Tube Having Square-cut Twisted Tape Insert. *Energies* [online]. 2019, **12**(2) [cit. 2020-02-27]. DOI: 10.3390/en12020306. ISSN 1996-1073. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/1996-1073/12/2/306>
- [14] WIJAYANTA, Agung, Budi KRISTIAWAN, PRANOWO, Agung PREMONO a Muhammad AZIZ. Computational Fluid Dynamics Analysis of an Enhanced Tube with Backward Louvered Strip Insert. *Energies* [online]. 2019, **12**(17) [cit. 2020-02-27]. DOI: 10.3390/en12173370. ISSN 1996-1073. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/1996-1073/12/17/3370>
- [15] *Twisted tape turbulators* [online]. In: . [cit. 2020-03-04]. Dostupné z: <http://www.allturbulators.com/twisted-tape-turbulators.html>
- [16] JIANG, Ning, Jacob David SHELLEY a Robin SMITH. New models for conventional and heat exchangers enhanced with tube inserts for heat exchanger network retrofit. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2014, **70**(1), 944-956 [cit. 2020-06-22]. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.015. ISSN 13594311. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S135943111400492X>
- [17] *Spring turbulator* [online]. In: . [cit. 2020-03-04]. Dostupné z: <https://www.demisterpads.com/demister-pad/turbulator.html>
- [18] ARIWIBOWO, Teguh, Prima DEWI PERMATASARI a Ardika KURNIAWAN. Experimental study of double pipe heat exchanger performance equipped with perforated twisted tape considering various twist ratio. *2017 International Electronics Symposium on Engineering Technology and Applications (IES-ETA)* [online]. IEEE, 2017, , 203-206 [cit. 2020-03-05]. DOI: 10.1109/ELECSYM.2017.8240403. ISBN 978-1-5090-6772-5. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/8240403/>

- [19] *Enhancement of laminar flow heat transfer - hiTRAN* [online]. In: . [cit. 2020-03-05]. Dostupné z: http://www.hexag.org/news/31/peter_droegemuller.pdf
- [20] Systém Maple a jeho struktura. *Matematické výpočty v systému Maple* [online]. [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: <https://maple.maplesoft.cz/systemmaple/systemmaple.html>
- [21] Struktura systému Maple. *Matematické výpočty v systému Maple* [online]. [cit. 2020-06-17]. Dostupné z: <https://maple.maplesoft.cz/systemmaple/maplestruktura.html>
- [22] GENTRY, C. C. RODbaffle heat exchanger technology. *Chemical Engineering Progress*. 1990, **86**(3), 48-57, 48-57 s.
- [23] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000, x, 1119 s. : il. ISBN 0-8247-9787-6.
- [24] PHADKE, P.S. *Determining tube counts for shell- and -tube exchangers*. Chemical engineering. September 3, 1984.

Seznam použitých symbolů

Veličina	Popis	Jednotka
a	empirický koeficient	[-]
a	delší rozměr lístku	[m]
a_1	pomocný koeficient	[-]
a_2	pomocný koeficient	[-]
a_3	pomocný koeficient	[-]
a_4	pomocný koeficient	[-]
A	plocha výměny tepla	[m ²]
A_B	průřez přepážky	[m ²]
A_{EM}	projektovaná plocha EM přepážky	[m ²]
A_{MP}	plocha prostupu tepla na straně mezitrubkového prostoru	[m ²]
A_P	průřez pláště	[m ²]
A_R	plocha prstence	[m ²]
A_S	průtočná plocha MP	[m ²]
A_S	střední plocha prostupu tepla	[m ²]
A_{TP}	plocha prostupu tepla na straně trubkového prostoru	[m ²]
b	empirický koeficient	[-]
b	kratší rozměr lístku	[m]
C_1	geometrická funkce	[-]
C_2	geometrická funkce	[-]
C_L	geometrický součinitel pro laminární proudění	[-]
C_T	geometrický součinitel pro turbulentní proudění	[-]
c_p	měrná tepelná kapacita	[J/(kg·K)]
\bar{c}_p	střední měrná tepelná kapacita	[J/(kg·K)]
c_{pc}	střední měrná tepelná kapacita pro chladnější pracovní látku	[J/(kg·K)]
c_{ph}	střední měrná tepelná kapacita pro teplejší pracovní látku	[J/(kg·K)]
d	průměr dírky v pásku	[m]
D	charakteristický rozměr	[m]
d_B	průměr přepážky	[m]
d_e	vnější průměr trubky	[m]
d_e	hloubka vrubu	[m]
D_h	hydraulický průměr	[m]
d_i	vnitřní průměr trubky	[m]
e	průměr zkrouceného drátu	[m]
f	součinitel tření	[-]
f_D	Darcyho třecí součinitel	[-]
f_F	Fanningův třecí součinitel	[-]
f_{FS}	Fanningův třecí faktor pro hladkou trubici	[-]
f_S	Fanningův součinitel tření pro hladkého potrubí	[-]
h	rozteč zkrutů pásku	[m]
h_{Cin}	entalpie pro vstupní teplotu chladnější pracovní látky	[J/kg]
h_{Cout}	entalpie pro výstupní teplotu chladnější pracovní látky	[J/kg]
h_{Hin}	entalpie pro vstupní teplotu teplejší pracovní látky	[J/kg]

h_{Hout}	entalpie pro výstupní teplotu teplejší pracovní látky	[J/kg]
k	součinitel prostupu tepla	[W/(m ² ·K)]
K	empirický koeficient	[-]
K_B	koeficient místního odporu přepážkového toku	[-]
L	délka trubky	[m]
L_{Sw}	délka zkrouceného pásku	[m]
L_T	délka pásku	[m]
m_c	hmotnostní tok chladnější pracovní látky	[kg/s]
m_h	hmotnostní tok teplejší pracovní látky	[kg/s]
N_B	počet přepážek	[-]
n_d	počet dírek (pórů)	[-]
N_{CHT}	počet chodů	[-]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
Nus	Nusseltovo číslo pro hladkou trubici	[-]
o	omocný obvod	[m]
p	rozteč šroubení	[m]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
\dot{Q}	tepelný výkon	[W]
\dot{Q}_C	tepelný výkon chladnější pracovní látky	[W]
\dot{Q}_H	tepelný výkon teplejší pracovní látky	[W]
\dot{Q}_Z	ztráty do okolí	[W]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
Re_{Sw}	Reynoldsovo číslo pro proudění se zkrouceným páskem	[-]
R_{fMP}	součinitel zanášení v mezitrubkovém prostoru	[m ² ·K/W]
R_{fTP}	součinitel zanášení v trubkovém prostoru	[m ² ·K/W]
R_p	pórovitost	[%]
S	průtočná plocha	[m ²]
S	vzdálenost lístků	[m]
s_T	tloušťka trubky	[m]
S_x	rozteč dírek v pásku	[m]
t_1	vstupní teplota pracovní látky	[°C]
t_2	výstupní teplota pracovní látky	[°C]
t_{Cin}	vstupní teplota studenější pracovní látky	[°C]
t_{Cout}	výstupní teplota studenější pracovní látky	[°C]
t_{Hin}	vstupní teplota teplejší pracovní látky	[°C]
t_{Hout}	výstupní teplota teplejší pracovní látky	[°C]
v	rychlost proudění pracovní látky	[m/s]
v_B	rychlost proudění přes přepážky	[m/s]
v_{MP}	rychlost proudění v mezitrubkovém prostoru	[m/s]
v_{Sw}	rychlost proudění za přítomnosti zkrouceného pásku	[m/s]
v_{TP}	rychlost proudění v trubkovém prostoru	[m/s]
w	šířka zářezu	[m]
W	šířka pásku	[m]
y	rozteč zkroucení	[m]

α	úhel stoupání vinutí drátu	[°C]
α	součinitel přestupu tepla pracovní látky	[W/(m ² ·K)]
α_{MP}	součinitel přestupu tepla pracovní látky v mezitrubkovém prostoru	[W/(m ² ·K)]
α_{TP}	součinitel přestupu tepla pracovní látky v trubkovém prostoru	[W/(m ² ·K)]
γ	viskozitní poměr	[-]
δ	tloušťka pásku	[m]
Δp	tlaková ztráta	[kPa]
Δp_B	tlaková ztráta způsobená tokem pracovní látky přes přepážky	[kPa]
Δp_L	tlaková ztráta podélného toku mezitrubkovým prostorem bez přepážek/způsobená podélným tokem	[kPa]
Δp_{MP}	tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru	[kPa]
Δp_{TP}	tlaková ztráta v trubkovém prostoru	[kPa]
ΔT_{LN}	střední logaritmický teplotní rozdíl	[K]
ΔT_{min}	minimální teplotní rozdíl	[K]
ΔT_{max}	maximální teplotní rozdíl	[K]
η	dynamická viskozita	[Pa·s]
λ	tepelná vodivost materiálu	[W/(m·K)]
λ_T	tepelná vodivost materiálu trubky	[W/(m·K)]
μ	dynamická viskozita pracovní látky	[Pa·s]
μ_w	dynamická viskozita při stěně trubky	[Pa·s]
μ_B	dynamická viskozita pracovní látky v MP při střední teplotě proudu	[Pa·s]
ρ	hustota pracovní látky	[kg/m ³]
ρ_{MP}	hustota látky proudící v mezitrubkovém prostoru	[kg/m ³]
ρ_{TP}	hustota látky proudící v trubkovém prostoru	[kg/m ³]
ψ	poměr délky a průměru přepážky	[-]

Seznam zkratk

EM	„Expanded Metal“ – EM přepážky
MP	mezitrubkový prostor
TP	trubkový prostor

Seznam obrázků

Obr. 1 Trubkový výměník tepla se segmentovými přepážkami	16
Obr. 2 Schéma trubkovnice	17
Obr. 3 Proudění v MP výměníku se segmentovými přepážkami	18
Obr. 4 Proudění v MP výměníku s tyčovým přepážkovým systémem.....	18
Obr. 5 Proudění v MP výměníku se šroubovicovými přepážkami	19
Obr. 6 Pulzátor – zvlněný pásek	20
Obr. 7 Mixer – zkroucený pásek.....	20
Obr. 8 Destruktor mezní vrstvy – vinutý drát.....	20
Obr. 9 Teplotní rozdíly u základních tokových uspořádání [2]	23
Obr. 10 EM přepážka [10]	30
Obr. 11 Zkroucený pásek [15]	33
Obr. 12 Schéma zkrouceného pásku.....	33
Obr. 13 Vinutý drát [17]	35
Obr. 14 Schéma vinutého drátu	35
Obr. 15 Dírkovaný zkroucený pásek	38
Obr. 16 Trojitý dírkovaný zkroucený pásek [5]	39
Obr. 17 Děrovaný zkroucený pásek [18].....	41
Obr. 18 Zkroucený pásek se zářezem ve tvaru V [12].....	42
Obr. 19 Zkroucený pásek se zářezy ve tvaru U [13]	42
Obr. 20 Schéma zkrouceného pásku se zářezy ve tvaru U [13]	43
Obr. 21 Lístkový turbulizátor [14].....	43
Obr. 22 Nákres lístkového turbulizátoru [14].....	44
Obr. 23 hiTRAN turbulizátor [19].....	44

Seznam tabulek

Tab. 1 Použití přepážkových systémů	19
Tab. 2 Vstupní data pro návrhový výpočet.....	47
Tab. 3 Výstupní hodnoty návrhového výpočtu.....	49
Tab. 4 Vstupní hodnoty do kontrolního výpočtu.....	50
Tab. 5 Výstupní hodnoty kontrolního výpočtu.....	52
Tab. 6 Pracovní látka – vzduch při tlaku 102 kPa [3].....	53
Tab. 7 Pracovní látka – spaliny při tlaku 101 kPa [3].....	54
Tab. 8 Návrhový výpočet - vstupní hodnoty	54
Tab. 9 Parametry výchozího provedení trubkového výměníku.....	55
Tab. 10 Srovnání parametrů výpočtů pro tyčové přepážky	56
Tab. 11 Srovnání sledovaných parametrů při použití tyčových a EM přepážek	57
Tab. 12 Srovnání sledovaných parametrů provedených komparativních výpočtů.....	58
Tab. 13 Srovnání parametrů kontrolních výpočtů s EM přepážkami a úpravou TP	59
Tab. 14 Srovnání sledovaných hodnot kontrolních výpočtů pro konkurenční typy vříščů	61