



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PŘEPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA PRO NOVÁ MÉDIA

HEAT EXCHANGER CONVERSION FOR NEW MEDIA

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Guliš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Jan Guliš**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

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

Přepočít výměníku pro nová média

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla jsou základní jednotkou jakékoli energetické technologie. Pochopení principu přestupu tepla a návrhu výměníku patří mezi základní energetické dovednosti.

Obsahem bakalářské práce bude ověření již stávajícího výměníku tepla pro nové použití.

Bude oměřena geometrie výměníku, výpočet pro původní použití a přepočít na nové parametry. Práce bude obsahovat tepelný a hydraulický výpočet a základní konstrukční výkres.

Cíle bakalářské práce

- přehled typů výměníků tepla,
- výpočet stávajícího výměníku na nové parametry,
- hydraulický výpočet,
- výkresová dokumentace.

Seznam doporučené literatury

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 08-247-9787-6.

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá přepočtem stávajícího trubkového výměníku tepla pro použití nových pracovních médií vzduch-voda. První, rešeršní část je věnována uvedení do problematiky tepelných výměníků a zabývá se základním rozdělením výměníků tepla, včetně popisů různých konstrukčních variant. V druhé části je již zpracován samotný tepelný a hydraulický výpočet výměníku při použití nových pracovních médií. Závěrem práce je zhodnocení výsledků a stručný návrh úprav výměníku, díky kterým by mohl dosáhnout vyšší efektivity pro použití nových pracovních médií. Součástí práce je i základní výkresová dokumentace daného výměníku tepla.

Klíčová slova

Trubkový výměník tepla, vzduch-voda, tepelný výpočet, tlakové ztráty

ABSTRACT

This thesis deals with calculation of the existing tube heat exchanger conversion for new media air-water. The theoretical part is devoted to the introduction to the topic of heat exchangers and deals with their basic divisions including descriptions of various types of design. The heat and hydraulic calculation for usage of new media is processed in the second part. The conclusion of the thesis is the result evaluation and proposal of the heat exchanger modifications which could lead to higher efficiency. The thesis includes an appendix with technical documentation of heat exchanger.

Key words

Tube heat exchanger, air-water, heat calculation, pressure losses

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GULIŠ, Jan. *Přepoččet výměníku tepla pro nová média*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132702>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem *bakalářskou práci* na téma **Přepočet výměníku tepla pro nová média** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Jan Guliš

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Markovi Balášovi, Ph.D. za velmi ochotný a profesionální přístup během konzultací a za cenné rady a připomínky, které jsem si z konzultací odnesl.

OBSAH

ÚVOD	11
1 Výměníky tepla	12
1.1 Rozdělení výměníků	12
1.1.1 Podle pracovního pochodu	12
1.1.2 Podle účelu a použití	13
1.1.3 Podle způsobu přenosu tepla	13
1.1.4 Podle smyslu proudění médií	14
1.1.5 Podle změny skupenství pracovních médií	15
1.2 Trubkové výměníky	16
1.2.1 Plášťový výměník s rovnými trubkami	16
1.2.2 Článekový výměník	17
1.2.3 Vlášekový výměník s U-trubkami	18
1.2.4 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami	18
1.2.5 Výměníky s žebrovanými trubkami	19
1.3 Deskové výměníky	20
2 Výpočet výměníku tepla pro nové parametry	21
2.1 Zadané vstupní hodnoty pro výpočet	21
2.2 Tepelný výpočet výměníku	23
2.2.1 Stechiometrické výpočty vzduchu	23
2.2.2 Fyzikální vlastnosti vzduchu	23
2.2.3 Součinitel přestupu tepla v MP	24
2.2.4 Vlastnosti vody	29
2.2.5 Součinitel přestupu tepla v TP	30
2.2.6 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon výměníku	32
2.3 Hydraulický výpočet	33
2.3.1 Tlakové ztráty v TP	33
2.3.2 Tlakové ztráty v MP	35
3 Návrh zefektivnění výměníku	40
4 Závěr	41
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	42
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	43
SEZNAM PŘÍLOH	46

ÚVOD

Tepelné výměníky jsou nezbytnou součástí většiny strojů a zařízení, které nám každodenně usnadňují život. V odvětví energetiky hrají významnou roli při výrobě elektřiny, kde zajišťují jak přívod tepla pro ohřev, tak odvod tepla, které vzniklo jako sekundární produkt. Pomocí tepelných výměníků lze toto odpadní teplo dále využít např. pro vytápění.

První, teoretická část práce obsahuje popis funkce výměníků a jejich základní rozdělení podle různých hledisek, například podle pracovního pochodu, účelu a použití nebo podle způsobu přenosu tepla. Dále jsou zde stručně popsány různé konstrukční varianty trubkových a deskových rekuperačních výměníků.

Druhá, výpočtová část práce zahrnuje tepelný a hydraulický výpočet výměníku. Tepelný výpočet kromě zjištění součinitele prostupu tepla a tepelného výkonu výměníku obsahuje také určení vlastností pracovních médií. Hydraulický výpočet se pak zabývá určením velikosti tlakových ztrát ve výměníku.

Závěrem práce je návrh úprav výměníku, které by vedly ke zefektivnění jeho funkce pro nově zadaný účel použití.

Účelem nového použití výměníku má být chlazení horkého vzduchu pomocí vody, přičemž geometrie výměníku je nezměněná. Cílem práce je posoudit vhodnost výměníku pro toto nové použití na základě vypočítaných hodnot.

1 Výměníky tepla

Výměník tepla je zařízení, využívající se k předávání tepelné energie pomocí dvou nebo více proudících teplotných médií o rozdílných teplotách. Podle kombinace těchto médií se vyskytují výměníky např. voda–voda, pára–voda nebo spaliny–voda. Tepelná energie se předává přes teplosměnné plochy, a to z teplého média na chladnější pomocí kondukce (vedení), konvekce (proudění) a radiace (záření) [1]. Podle rozdílných konstrukčních řešení teplosměnných ploch, se vyvinuly různé typy výměníků, jako např. deskové, trubkové nebo bubnové. Využití výměníků je velmi pestré a setkáváme se s nimi velmi často, aniž bychom o tom třeba věděli. Využívají se např. k vytápění nebo u různých technologických procesů a operací vyžadujících ohřev nebo chlazení, popř. změnu skupenství [2].

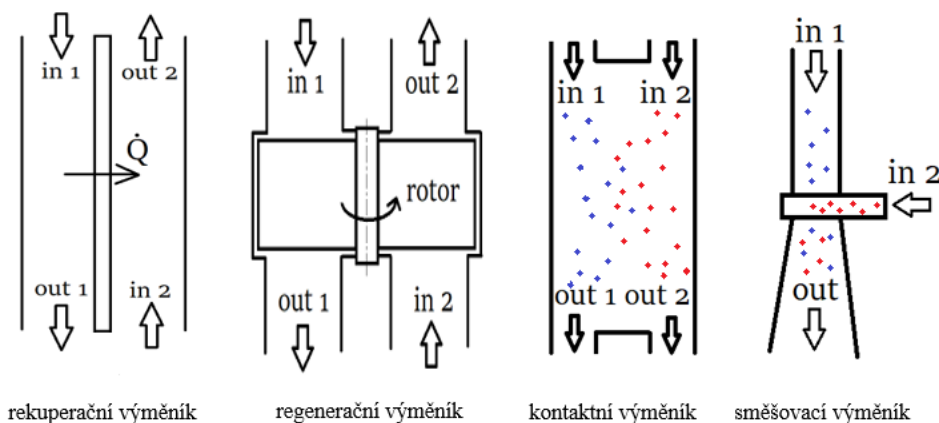
1.1 Rozdělení výměníků

Jak již bylo uvedeno výše, výměníky se dají rozdělit podle kombinace teplotných médií a konstrukčního řešení teplosměnných ploch, jejich rozdělení je ale daleko širší. V základu se dají výměníky dělit podle pracovního pochodu, účelu a použití, způsobu přenosu tepla, vzájemného směru a smyslu proudění médií a z hlediska skupenství pracovních médií [1]. Právě tato rozdělení budou podrobněji popsána v aktuální kapitole.

1.1.1 Podle pracovního pochodu

Podle pracovního pochodu existují čtyři základní typy výměníků:

- **Rekuperační** – Pracovní média jsou od sebe oddělena nepropustnou stěnou, díky které nedochází ke kontaktu (míšení) teplotných látek. Tato stěna tvoří teplosměnnou plochu, přes kterou se teplo přenáší prostupem tepla (vedení a proudění současně) [1].
- **Regenerační** – Přenos tepla je zprostředkován teplotným elementem, který nejdříve naakumuluje teplo od teplejšího média a poté ho předává médiu chladnějšímu. Může dojít k částečnému smíšení obou médií [1].
- **Kontaktní** – Teplotná média jsou rozdílných fází a přichází do vzájemného kontaktu. Teplosměnnou plochu tvoří pevná fáze, což může být například vodní hladina. Po předání tepla jsou od sebe média opět rozdělena [1].
- **Směšovací** – Nemá žádnou teplosměnnou plochu. K výměně tepla dochází při bezprostředním styku teplotných médií a vzniká homogenní směs [2].

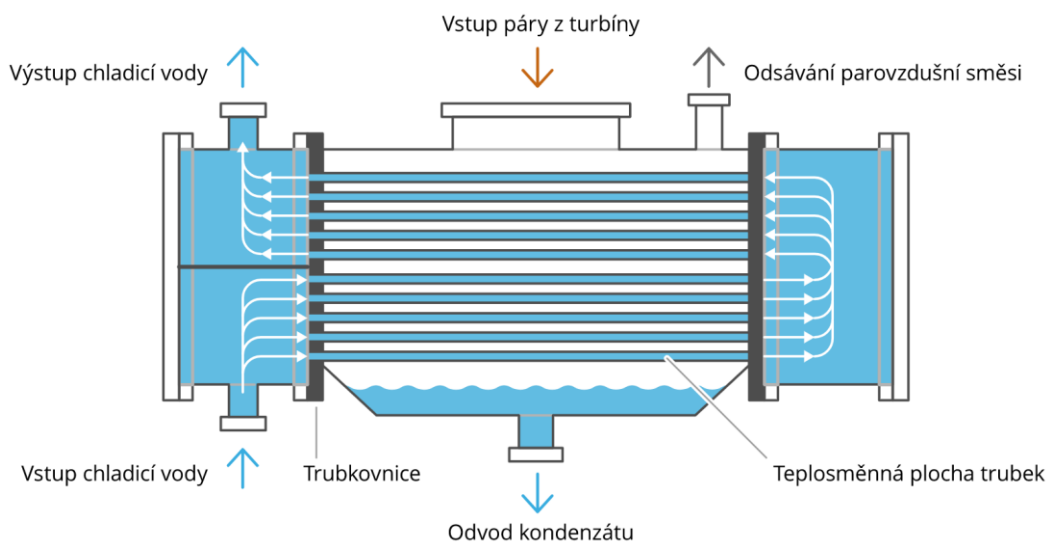


Obrázek 1.1 Typy výměníků (překresleno dle [1])

1.1.2 Podle účelu a použití

Výměníky se nepoužívají vždy jen za účelem změny teploty pracovních médií. V některých zařízeních se používají ke změně vlhkosti nebo fáze.

- **Ohříváky** – Ohřívané médium uvnitř výměníku zvyšuje svou teplotu, ale nedochází ke změně fáze [1].
- **Chladiče** – Ochlazované médium snižuje svou teplotu beze změny fáze [1].
- **Výparníky** – Ohřívané kapalně médium se mění v páru [1].
- **Kondenzátory** – Teplejší médium se mění z fáze páry na kapalnou (kondenzát) [1]. Schéma kondenzátoru paroplynové, resp. jaderné elektrárny, viz obrázek 1.2.
- **Přehříváky a mezipřehříváky (přihříváky)** – Slouží ke zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry [1].
- **Sušárny** – Přísunem tepla se snižuje vlhkost látky v pevné fázi.
- **Termické odplyňovány vody** – Parním ohřevem vody do bodu varu dochází k vylučování pohlcených plynů [1].
- **Topná tělesa ústředního vytápění** – Otopné médium ohřívá okolní vzduch [1].



Obrázek 1.2 Kondenzátor [3]

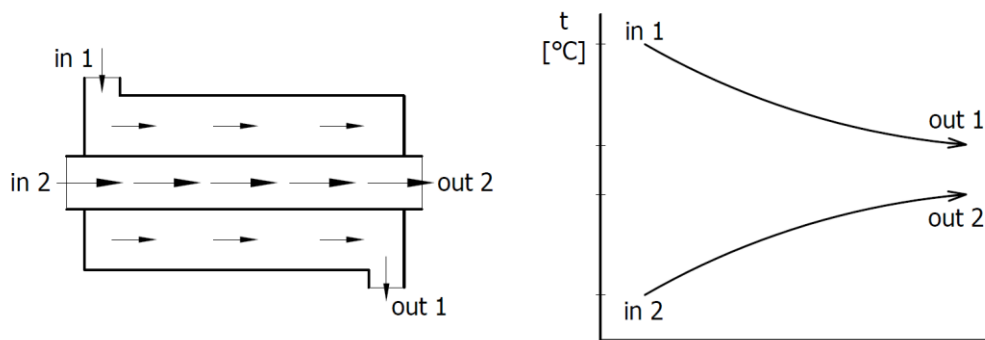
1.1.3 Podle způsobu přenosu tepla

- **Konvekční** – K přestupu tepla dochází především konvekcí (prouděním) [1].
- **Sálavé** – K přestupu tepla dochází především zářením.
- **Kombinované** – K přenosu tepla dochází prouděním i zářením [1].

1.1.4 Podle smyslu proudění médií

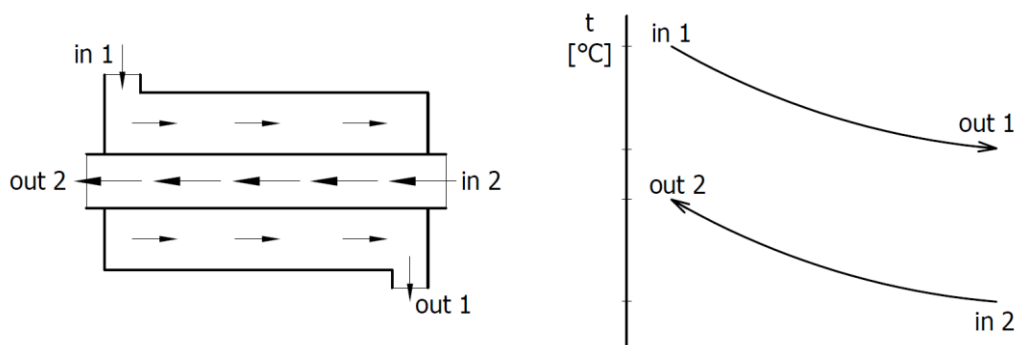
Podle vzájemného směru a smyslu proudění obou teplotných médií rozeznáváme následující řešení výměníků:

- **Souproudé** – Pracovní média proudí vůči sobě rovnoběžným směrem a stejným směrem [1]. Schéma proudění a průběh teplot v souproudém výměníku viz obrázek 1.3.



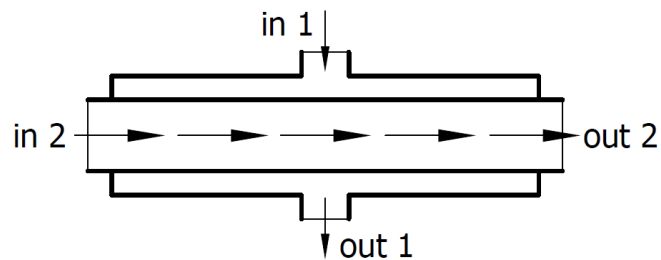
Obrázek 1.3 Souproudý výměník (překresleno dle [1])

- **Protiproudé** – Směry proudů jsou rovnoběžné, ale mají opačný smysl [1]. Oproti souproudému má protiproudé řešení vyšší hodnotu středního logaritmického teplotního spádu, což znamená větší změnu teploty a dá tedy považovat za účinnější. Schéma proudění a průběh teplot v protiproudém výměníku viz obrázek 1.4.



Obrázek 1.4 Protiproudý výměník (překresleno dle [1])

- **Křížové** – Osy proudů jsou mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají úhel 90° [1].



Obrázek 1.5 Křížový výměník (překresleno dle [1])

- **Se šikmým vzájemným proudem** – Osy proudů spolu svírají úhel větší nebo menší 90° [1].

1.1.5 Podle změny skupenství pracovních médií

Jak již bylo řečeno, v některých případech se výměníky používají za účelem změny skupenství látek a z tohoto hlediska se dělí takto:

- bez změny skupenství teplosměnných látek [1],
- se změnou skupenství jedné teplosměnné látky [1] (např. kondenzátor),
- se změnou skupenství obou teplosměnných látek [1].

1.2 Trubkové výměníky

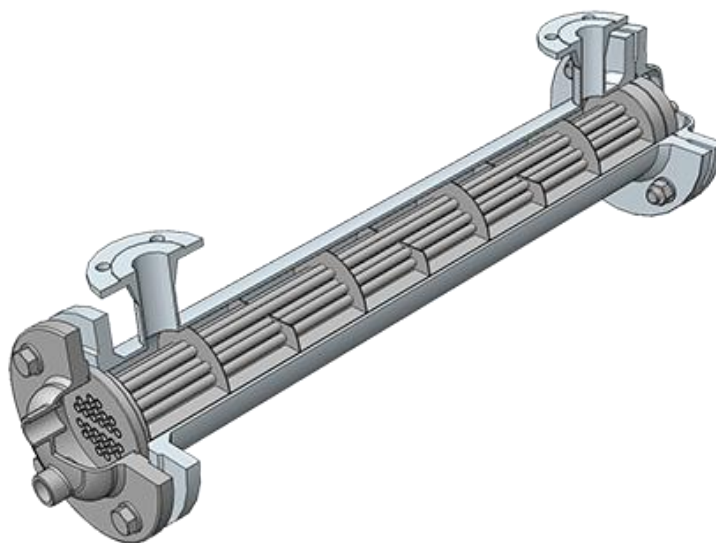
Trubkové výměníky jsou nejrozšířenějším typem rekuperačních výměníků. Díky velkému rozsahu poměrů velikostí teplosměnných ploch a jejich celkovému objemu, resp. hmotnosti, mají široké spektrum využití [2]. Existují různá konstrukční provedení, která jsou blíže popsána v této kapitole.

1.2.1 Plášťový výměník s rovnými trubkami

Základním a zároveň nejstarším typem rekuperačního výměníku je plášťový výměník s rovnými trubkami. Tělo výměníku tvoří vnější plášť s dvěma přivařenými trubkovnicemi, do nichž jsou zaválcovány trubky [1]. K trubkovnicím s pláštěm jsou pomocí přírubového spoje připevněny vstupní a výstupní víka, které slouží k přívodu a odvodu jednoho z teplotných médií dovnitř a ven z trubek. Tyto trubky bývají ocelové nebo mosazné s tloušťkou stěny 1,5–2,5 mm a průtokový průřez mezi nimi bývá 2–3x větší než průtokový průřez trubek [1]. Mezitrubkovým prostorem proudí druhé teplotné médium skrze vstupní a výstupní hrdla s přírubami. Do mezitrubkového prostoru se obvykle instalují přepážky, které zpomalují pohyb tekutiny a prodlužují trajektorii proudění [1]. Řez plášťovým výměníkem je vyobrazen na obrázku 1.6.

Rovné trubky výměníku zajišťují následující výhody:

- možnost využití minimální tloušťky stěny, což vede ke snížení hmotnosti,
- jednoduchá výroba,
- dobré podmínky pro mechanické čištění,
- možnost výměny poškozené trubky [1].

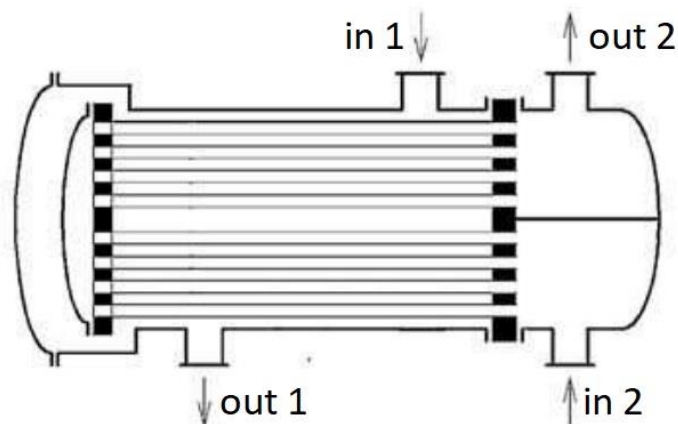


Obrázek 1.6 Řez plášťovým výměníkem s rovnými trubkami [4]

Problémem těchto výměníků bývá teplotní dilatace trubek mezi pevnými trubkovnicemi [1]. Pro větší teplotní rozdíly je tudíž potřeba jistá kompenzace délkové dilatace, aby v důsledku teplotní roztažnosti nedošlo např. k deformaci trubek. Problémy s tepelnými dilatacemi, lze řešit následujícími způsoby:

- kompenzací s ucpávkou,
- kompenzací pružným zvlněním pláště,
- kompenzací s plovoucí hlavou [1] viz obrázek 1.7.

Kompensace s ucpávkou se téměř nepoužívá kvůli složitosti ucpávky a obtížnosti údržby. Naopak značně rozšířeny jsou výměníky s plovoucí hlavou, jejichž vyjímatelná trubková soustava také usnadňuje údržbu a opravy [1].

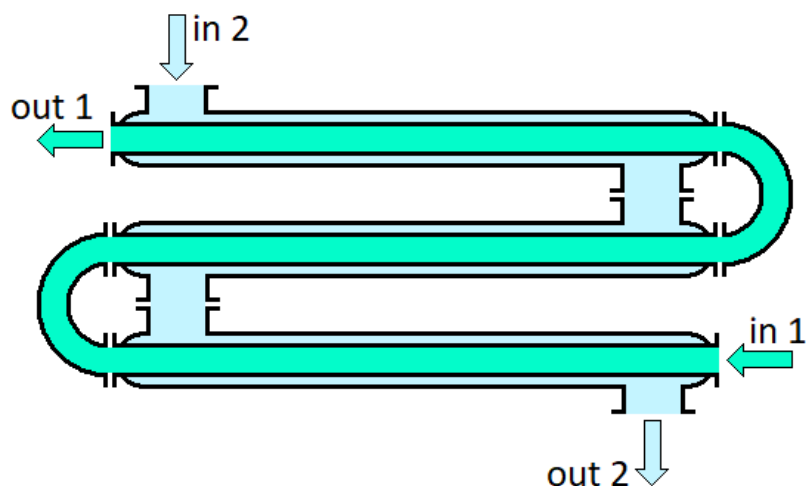


Obrázek 1.7 Schéma trubkového výměníku s plovoucí hlavou [13]

Kompensace pružným zvlněním pláště je rovněž osvědčenou variantou a používá se při větších tepelných tocích. Příkladem jsou kotlové plamenice spaliny-voda [1].

1.2.2 Článekový výměník

Konstrukčně jednoduše řešený je článkový výměník (obrázek 1.8) nebo dvoutrubkový výměník trubka v trubce. Jedná se o protiproudý výměník s podélným omýváním vnějšího povrchu [1]. Stejně jako u výměníku s rovnými trubkami, jsou problémy s teplotní dilatací trubek mezi pevnými trubkovnicemi. Použití je tudíž omezeno na nižší tlaky a teplotní rozdíly pracovních médií [1].



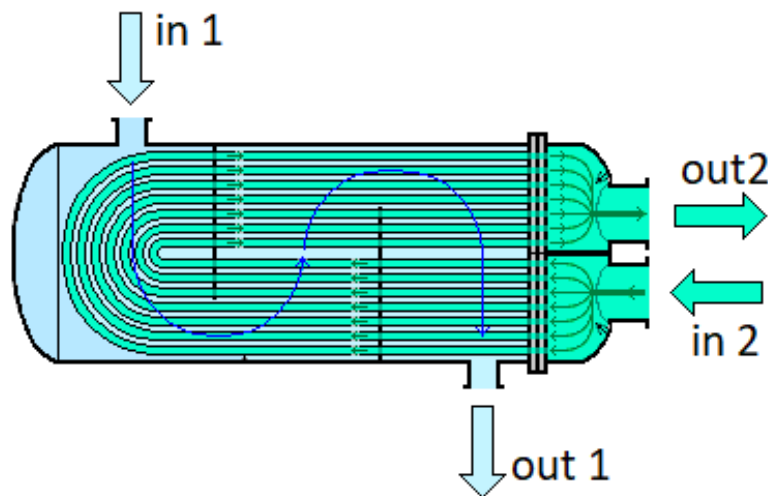
Obrázek 1.8 Článekový trubkový výměník [5]

1.2.3 Vlásokový výměník s U-trubkami

Velmi rozšířené výměníky v energetice jsou rekuperační vláskové výměníky s U-trubicemi. Vyznačují se následujícími výhodami:

- trubky se mohou volně roztahovat, čímž odpadá problém s teplotními dilatacemi,
- používají se trubky malých průřezů a tlouštěk,
- výměníky mají nízkou hmotnost,
- svazek je kompaktní a dobře využívá prostoru pláště [1].

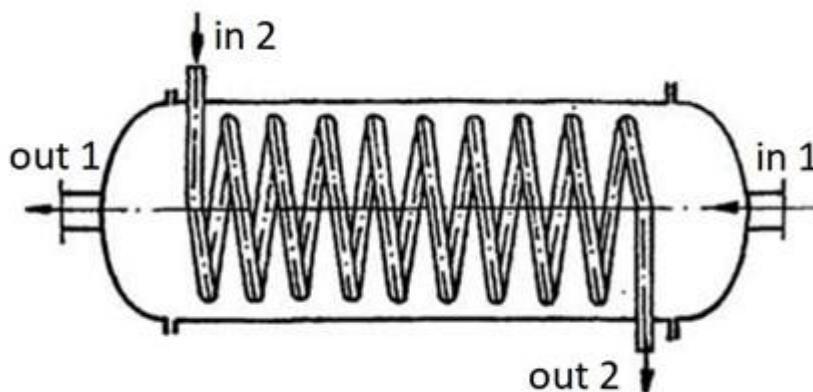
Naopak nevýhodou může být nemožnost mechanického čištění vnitřního povrchu trubek nebo nemožnost výměny poškozené trubky [1].



Obrázek 1.9 Vlásokový výměník s U-trubkami [5]

1.2.4 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami

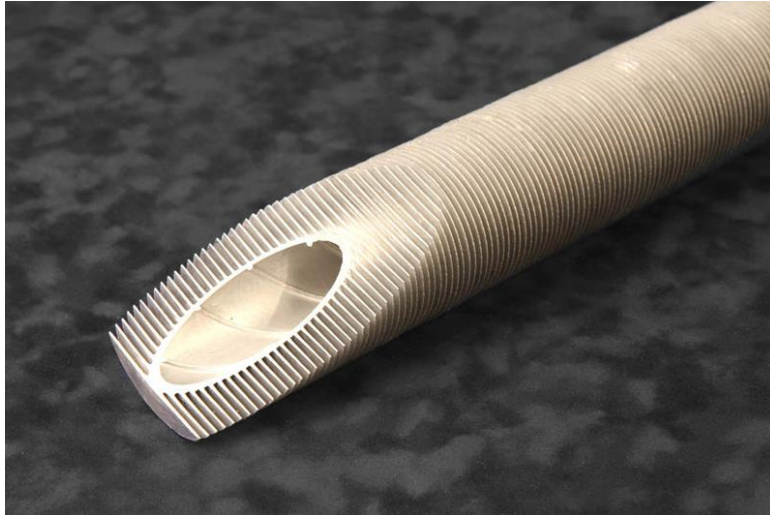
Dalším rozšířeným typem rekuperačního výměníku tepla je výměník se šroubovitě vinutými trubkami. Trubky mohou být ve výměníku vedeny i ve více řadách [1]. Výhodami těchto výměníků jsou jednoduchá výroba a využití čistého protiproudu při zachování příčného obtékání trubek [1]. Oba tyto faktory hrají důležitou roli pro lepší přestup tepla. Nevýhodou je trubka z jednoho kusu, kterou je nutné vyměnit v případě jejího poškození. Také je hůře využito prostoru nádoby výměníku, což vede k velkému objemu ohřívaného média [1].



Obrázek 1.10 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [6]

1.2.5 Výměníky s žebrovanými trubkami

Používají se také trubkové výměníky s žebrovanými trubkami. Žebrování se používá za účelem zvětšení teplosměnné plochy, zejména v případě malého součinitele přestupu tepla jednoho z teplotnosných médií [1]. Žebra mohou být příčná, podélná nebo šroubovitě vinutá. Žebrování lze provádět jak na vnějším, tak i vnitřním povrchu trubek, navinuté na trubku ve formě pásku, válcované z materiálu trubky, případně odlité [1]. U těchto výměníků proudí obvykle uvnitř trubek voda nebo pára a na vnější žebrované straně vzduch nebo spaliny.



Obrázek 1.11 Žebrovaná trubka [7]

1.3 Deskové výměníky

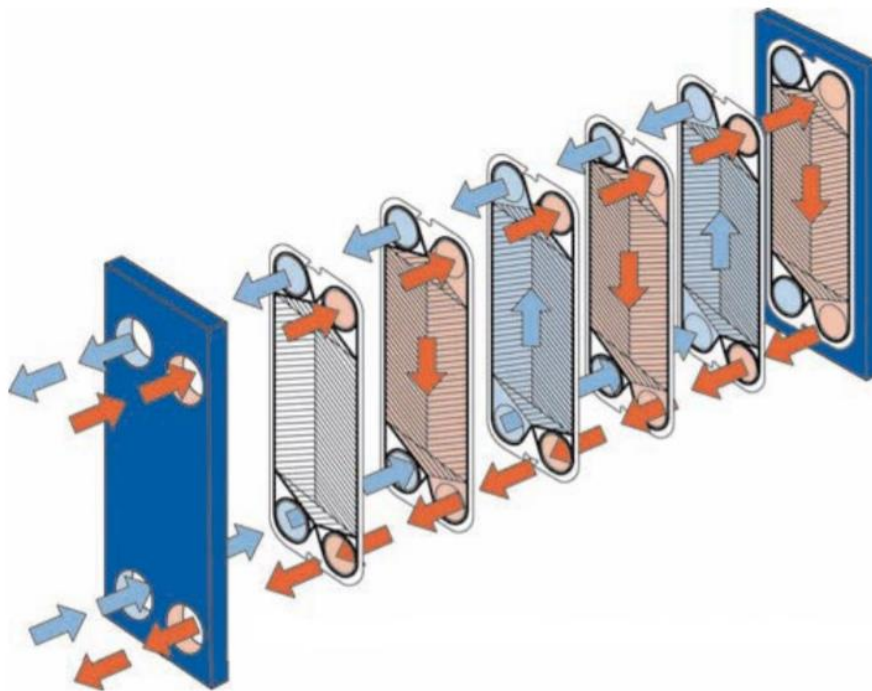
U deskových výměníků je teplosměnná plocha tvořena z tenkých kovových desek, které jsou k sobě pevně slisovány [1]. V deskách jsou vylisovány kanálky, které slouží pro proudění pracovních látek. Pracovní látky v sousedních deskách proudí čistě protiproudě, což je výhodné pro přestup tepla i dosažení co nejmenší teplosměnné plochy [1]. Díky tomu dosahují velmi vysoké kompaktnosti, např. v porovnání s trubkovým výměníkem je hmotnost cca 10× nižší při stejném výkonu [8]. Jednotlivé desky mohou být k sobě pájené či přivařené (nerozebíratelný výměník) nebo jsou staženy šroubovými svorníky (rozebíratelný výměník) [1]. Rozebíratelné řešení má výhodu snadného čištění a oprav, nerozebíratelné řešení, je díky absenci těsnění mezi deskami, použitelné pro vyšší tlaky a teploty.

Výhody oproti trubkovým výměníkům jsou:

- nízké rozměry a hmotnost,
- snadné zvýšení výkonu přidáním dalších desek [1].

Nevýhody deskových výměníků:

- požadavek na zvýšenou čistotu médií, aby nedocházelo k zanášení,
- problémy s těsností při větších tlacích [1].



Obrázek 1.12 Deskový výměník [9]

2 Výpočet výměníku tepla pro nové parametry

Stěžejní částí této práce je přepočítání zadaného výměníku pro nová pracovní média. Jedná se o rekuperační plášťový výměník s rovnými trubkami. Následující výpočty jsou provedeny podle zdrojů [1], [2], [10], [11] pomocí výpočtového programu PTC Mathcad.

2.1 Zadané vstupní hodnoty pro výpočet

Účel nového použití výměníku je chlazení vzduchu pomocí vody. Pracovní média jsou tedy vzduch a voda a jsou pro ně zadány následující parametry.

Voda:

- Vstupní teplota vody: $t_{11} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
- Rychlost proudění vody: $w_1 = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Vzduch:

- Vstupní teplota vzduchu: $t_{21} = 700 \text{ }^\circ\text{C}$
- Požadovaná výstupní teplota vzduchu: $t_{22} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$
- Průtokové množství vzduchu¹: $\dot{V}_2 = 50 \text{ Nm}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$

Protože voda v porovnání se vzduchem obecně dosahuje vyšších tlakových ztrát, je situována do trubkového prostoru výměníku, který je z hlediska tlakových ztrát přívētější. Horký vzduch naopak proudí mezitrubkovým prostorem, což může částečně snížit mechanické namáhání trubek způsobené rozdílnou roztažností trubkového svazku a pláště.

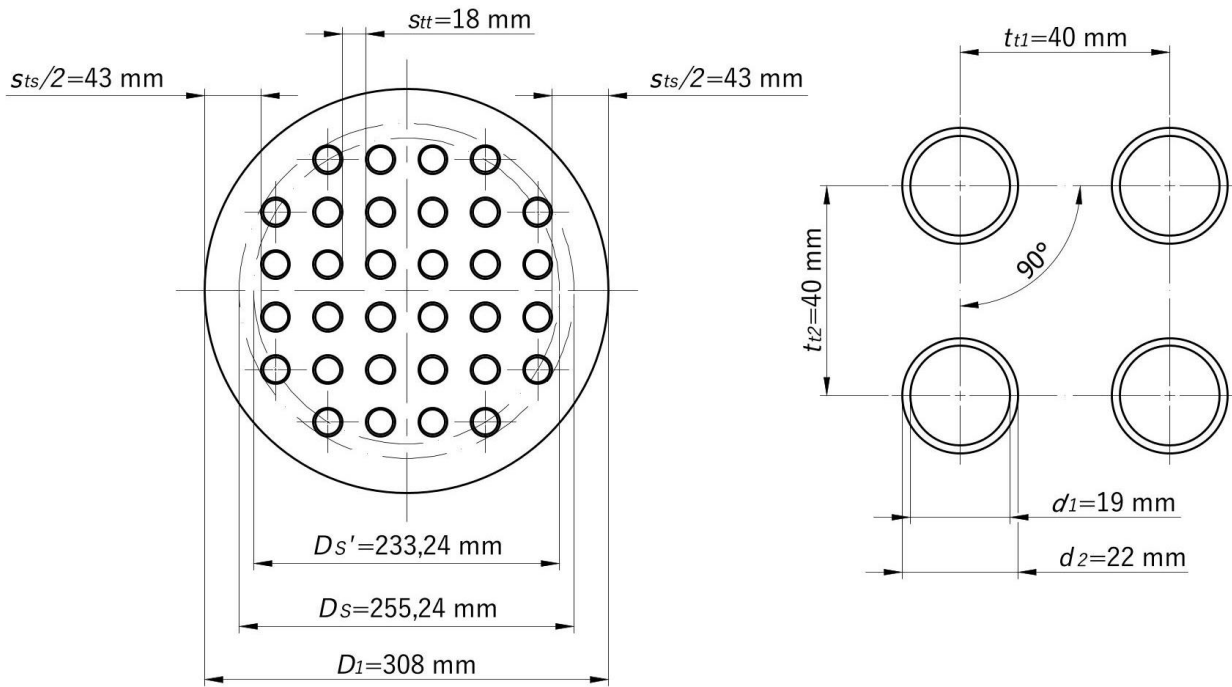
Kromě parametrů pracovních médií je dalším vstupním parametrem i geometrie výměníku, která je dána konstrukčním výkresem výměníku. Základní rozměrové hodnoty jsou uvedeny níže.

Geometrie výměníku:

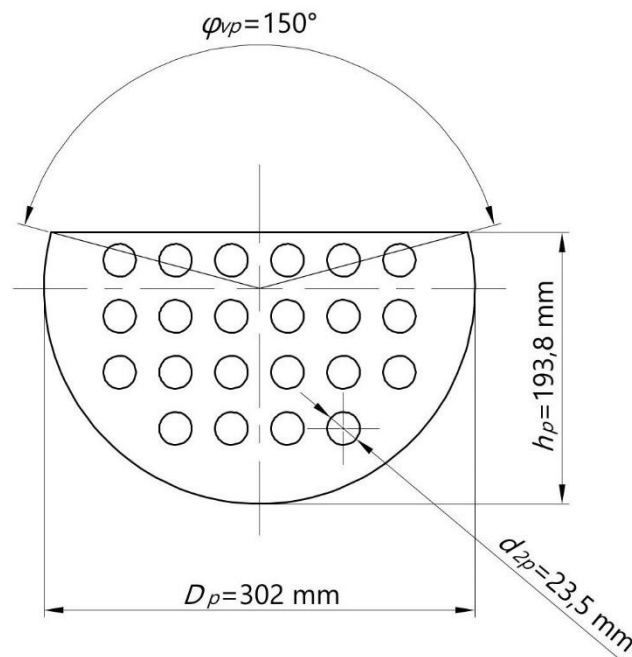
- Počet trubek: $n_t = 32 [-]$
- Vnitřní průměr trubky: $d_1 = 19 \text{ mm}$
- Vnější průměr trubek: $d_2 = 22 \text{ mm}$
- Délka trubky: $l_t = 1280 \text{ mm}$
- Počet přepážek: $n_p = 3 [-]$
- Vnější průměr přepážky: $D_p = 302 \text{ mm}$
- Tloušťka přepážky: $s_p = 3 \text{ mm}$
- Rozteč přepážek: $t_p = 320 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr pláště: $D_1 = 308 \text{ mm}$
- Vnější průměr pláště: $D_2 = 324 \text{ mm}$

Ostatní podrobnější rozměry a údaje jsou doplněny u konkrétních vzorců, ve kterých jsou tyto veličiny použity. Některé z rozměrů jsou také znázorněny na obrázcích 2.1 a 2.2, případně v technickém výkresu, který je přílohou práce.

¹ Průtokové množství vzduchu je zadáno v jednotkách $[\text{Nm}^3 \cdot \text{hod}^{-1}]$, tedy normální metr krychlový za hodinu. Přičemž normální metr krychlový je jednotka udávající objem v $[\text{m}^3]$, který by látka zaujala při normálních fyzikálních podmínkách (při atmosférickém tlaku $p = 101325 \text{ Pa}$ a teplotě $t = 0 \text{ }^\circ\text{C}$).



Obrázek 2.1 Schéma uspořádání trubkového svazku



Obrázek 2.2 Schématický náčrt přepážky

2.2 Tepelný výpočet výměníku

Cílem této podkapitoly je určit požadovaný tepelný výkon potřebný k ochlazení vzduchu na požadovanou výstupní teplotu a skutečný tepelný výkon, kterého by výměník dosáhl s použitím nových médií o zadaných parametrech.

2.2.1 Stechiometrické výpočty vzduchu

Měrnou plynovou konstantu r_2 lze vypočítat podělením univerzální plynové konstanty $R_m = 8,314 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$ molární hmotností vzduchu $M_2 = 28,96 \text{ kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$, kterou vyčteme z tabulek.

$$r_2 = \frac{R_m}{M_2} = \frac{8314}{28,96} = 287,09 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1)$$

Ze známé vstupní i výstupní teploty vzduchu vypočítáme střední teplotu proudu \bar{t}_2 podle vzorce

$$\bar{t}_2 = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{700 + 300}{2} = 500 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (2)$$

Nyní můžeme tyto hodnoty společně s atmosférickým tlakem p_2 dosadit do vzorce pro výpočet hustoty ρ_2 , získaného úpravou stavové rovnice

$$p \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad (3)$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{r_2 \cdot \bar{T}_2} = \frac{101325}{287,09 \cdot (500 + 273,15)} = 0,457 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}. \quad (4)$$

2.2.2 Fyzikální vlastnosti vzduchu

Pro tepelný výpočet je nutné znát fyzikální vlastnosti pracovních médií při jejich pracovní teplotě. Základní vlastnosti vzduchu pro střední teplotu proudu \bar{t}_2 vyčtené z tabulek ze zdroje [11] jsou uvedeny v tabulce 2.1.

Tabulka 2.1 Vlastnosti vzduchu při teplotě 500 °C

Název veličiny	Značka	Jednotka	Hodnota
Měrná tepelná kapacita	c_{p2}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	1093
Součinitel tepelné vodivosti	λ_2	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	0,05572
Dynamická viskozita	η_2	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$	$3,563 \cdot 10^{-5}$
Kinematická viskozita	ν_2	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	$7,806 \cdot 10^{-5}$

Prandtlovo číslo vypočteme z tabulkových hodnot pomocí vzorce

$$Pr_2 = \frac{c_{p2} \cdot \eta_2}{\lambda_2} = \frac{1093 \cdot 3,563 \cdot 10^{-5}}{0,05572} = 0,699 [-]. \quad (5)$$

2.2.3 Součinitel přestupu tepla v MP

Součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru α_2 , tedy na straně vzduchu, je dán vztahem

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{l_2} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]. \quad (6)$$

Obecná rovnice Nusseltova čísla v MP při použití segmentových přepážek je tvaru

$$Nu_2 = \left[0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right] \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8 \quad [-], \quad (7)$$

kde platí

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_2} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} \quad [-], \quad (8)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2}{1 + 2,443 \cdot Re_2^{-0,1} \cdot \left(Pr_2^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad [-]. \quad (9)$$

Reynoldsovo číslo na straně vzduchu je dáno rovnicí

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot l_2}{\nu_2} \quad [-], \quad (10)$$

kde l_2 je charakteristický rozměr mezitrubkového prostoru, pro který platí

$$l_2 = \frac{d_2 \cdot \pi}{2} = \frac{0,022 \cdot \pi}{2} = 0,035 \text{ m}. \quad (11)$$

Pro výpočet rychlosti proudění w_2 potřebujeme znát průtočný průřez mezitrubkového prostoru, který je dán velikostí volného průřezu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku S_{2N}

$$S_{2N} = (t_p - s_p) \cdot D_1 = (0,32 - 0,003) \cdot 0,308 = 0,098 \text{ m}^3 \quad (12)$$

a mezerovitostí trubkového svazku ψ

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,818} = 0,568 \quad [-], \quad (13)$$

kde x_6 je korekční faktor vypočítaný z příčné rozteče trubek $t_{t1} = 40 \text{ mm}$ a vnějšího průměru trubky d_2 podle vztahu

$$x_6 = \frac{t_{t1}}{d_2} = \frac{0,04}{0,022} = 1,818 \quad [-]. \quad (14)$$

Potřebujeme znát také hmotnostní průtok vzduchu \dot{m}_2 , ten určíme ze známého objemového průtoku jako

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot \dot{V}'_2 = 0,457 \cdot \frac{50}{3600} \cdot \frac{500 + 273,15}{273,15} = 0,018 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (15)$$

kde \dot{V}'_2 je objemový průtok pro střední teplotu proudu 500 °C.

Nyní lze vypočítat rychlost proudění v mezitrubkovém prostoru w_2 dosazením do vzorce

$$w_2 = \frac{\dot{m}_2}{S_{2N} \cdot \psi \cdot \rho_2} = \frac{0,018}{0,098 \cdot 0,568 \cdot 0,457} = 0,709 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (16)$$

Dosadíme-li vypočítané veličiny do rovnice (10), dostaneme hodnotu Reynoldsova čísla

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot l_2}{\nu_2} = \frac{0,709 \cdot 0,035}{7,806 \cdot 10^{-5}} = 313,8 [-]. \quad (17)$$

Nyní lze vypočítat Nu_{lam} a Nu_{turb} dosazením hodnot Prandtova a Reynoldsova čísla do rovnic (8) a (9)

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_2} \cdot \sqrt[3]{Pr_2} = 0,664 \cdot \sqrt{313,8} \cdot \sqrt[3]{0,699} = 10,439 [-], \quad (18)$$

$$\begin{aligned} Nu_{turb} &= \frac{0,037 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2}{1 + 2,443 \cdot Re_2^{-0,1} \cdot \left(Pr_2^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = \\ &= \frac{0,037 \cdot 313,8^{0,8} \cdot 0,699}{1 + 2,443 \cdot 313,8^{-0,1} \cdot \left(0,699^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 3,631 [-]. \end{aligned} \quad (19)$$

Výpočet korekčních faktorů:

y_2 - zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě včetně vlivu směru tepelného toku a pro plyny a směr tepelného toku z MP platí

$$y_2 = 1 [-]. \quad (20)$$

y_3 - zohledňuje převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek a pro uspořádání trubek 90° má tvar

$$y_3 = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \cdot \frac{\frac{x_7}{x_6} - 0,3}{\left(\frac{x_7}{x_6} + 0,7\right)^2} = 1 + \frac{0,7}{0,568^{1,5}} \cdot \frac{\frac{1,818}{1,818} - 0,3}{\left(\frac{1,818}{1,818} + 0,7\right)^2} = 1,396 [-], \quad (21)$$

příčměž x_6 je dáno vztahem (14) a x_7 se určí podílem podélné rozteče trubek $t_{t2} = 40$ mm a vnějšího průměru trubky d_2

$$x_7 = \frac{t_{t2}}{d_2} = \frac{0,04}{0,022} = 1,818 [-]. \quad (22)$$

y_4 - zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu v proudě pracovní látky při laminárním proudění a pro $Re_2 > 100$ platí

$$y_4 = 1 [-]. \quad (23)$$

y_5 - zohledňuje podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek a má tvar

$$y_5 = 1 - x_8 + 0,524 \cdot x_8^{0,32} = 1 - 0,313 + 0,524 \cdot 0,313^{0,32} = 1,049 [-], \quad (24)$$

kde x_8 je dáno jako podíl počtu trubek ve výřezu přepážky n_{tv} a celkového počtu trubek v trubkovnici n_t , přičemž pro zadaný výměník platí $n_{tv} = 10 [-]$ a $n_t = 32 [-]$

$$x_8 = \frac{n_{tv}}{n_t} = \frac{10}{32} = 0,313 [-]. \quad (25)$$

y_6 - zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách

$$\begin{aligned} y_6 &= 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}}\right) \cdot \exp\left(-1,5 \cdot \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}}\right) = \\ &= 0,4 \cdot \frac{0,0014}{0,0014 + 0,0017} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{0,0014}{0,0014 + 0,0017}\right) \\ &\quad \cdot \exp\left(-1,5 \cdot \frac{0,0014 + 0,0017}{0,0558}\right) = 0,934 [-], \end{aligned} \quad (26)$$

příčměž S_{tp} průtočný průřez mezi trubkami svazku a otvory v přepážce je dán vztahem

$$\begin{aligned} S_{tp} &= \left(n_t - \frac{n_{tv}}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (d_{2p}^2 - d_2^2)}{4} = \\ &= \left(32 - \frac{10}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (0,0235^2 - 0,022^2)}{4} = 0,0014 \text{ m}^2, \end{aligned} \quad (27)$$

kde d_{2p} je průměr otvoru v přepážce, který je u zadaného výměníku $d_{2p} = 23,5$ mm.

S_{ps} je průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm, pro který platí

$$\begin{aligned} S_{ps} &= \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_p^2) \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360} = \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (0,308^2 - 0,302^2) \cdot \frac{360 - 150}{360} = 0,0017 \text{ m}^2, \end{aligned} \quad (28)$$

kde D_p je vnější průměr přepážky roven $D_p = 302$ mm a úhel φ_{vp} je zřejmý z obrázku 2.2 a vypočítá se z již známého vnitřního průměru pláště $D_1 = 308$ mm a výšky přepážky $h_p = 193,8$ mm podle vztahu

$$\varphi_{vp} = 2 \cdot \arccos \left(2 \cdot \frac{h_p}{D_1} - 1 \right) = 2 \cdot \arccos \left(2 \cdot \frac{0,1938}{0,308} - 1 \right) = 150^\circ. \quad (29)$$

S_{2Z} je průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku a lze jej určit ze vztahu

$$\begin{aligned} S_{2Z} &= (s_{tS} + \sum s_{tt}) \cdot (t_p - s_p) = \\ &= (0,086 + 0,09) \cdot (0,32 - 0,003) = 0,0558 \text{ m}^2, \end{aligned} \quad (30)$$

kde s_{tS} je mezera mezi vnitřní stranou pláště a trubkovým svazkem rovna $s_{tS} = 86$ mm a $\sum s_{tt}$ je součet mezer mezi trubkami v ose výměníku roven $\sum s_{tt} = 90$ mm.

y_7 - zohledňuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku a má tvar

$$y_7 = \exp \left[\left(-c_1 \cdot \frac{S_{SS}}{S_{2Z}} \right) \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2n_{PT}}{n_{rp}}} \right) \right] [-]. \quad (31)$$

V našem případě je počet párů těsnících lišt n_{PT} nulový a můžeme tedy vztah zjednodušit na

$$y_7 = \exp \left(-c_1 \cdot \frac{S_{SS}}{S_{2Z}} \right) = \exp \left(-1,35 \cdot \frac{0,011}{0,0558} \right) = 0,766 [-], \quad (32)$$

kde pro $Re_2 \geq 100$ je konstanta $c_1 = 1,35$ a průtočný průřez obtokového proudu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku S_{SS} udává vztah

$$\begin{aligned} S_{SS} &= (D_1 - D_S - s_{tt}) \cdot (t_p - s_p) = \\ &= (0,308 - 0,25524 - 0,018) \cdot (0,32 - 0,003) = 0,011 \text{ m}^2, \end{aligned} \quad (33)$$

přičemž D_1 , t_p , s_p jsou již určené výše, D_S je průměr trubkového svazku a s_{tt} je mezera mezi trubkami, přičemž oba rozměry lze vyčíst z obrázku 2.1 $D_S = 255,24$ mm a $s_{tt} = 18$ mm .

y_8 zohledňuje vliv neopřepážkovaných prostorů pod vstupními hrdly MP a má tvar

$$y_8 = \frac{(n_p - 1) + 2 \cdot \left(\frac{l_{tn}}{2 \cdot t_p} \right)^{1-a}}{(n_p - 1) + \frac{l_{tn}}{t_p}} = \frac{(3 - 1) + 2 \cdot \left(\frac{0,3185}{2 \cdot 0,32} \right)^{1-0,6}}{(3 - 1) + \frac{0,3185}{0,32}} = 1,173 [-], \quad (34)$$

kde l_{tn} je neopřepážkovaná délka za vstupním, resp. výstupním hrdlem, rovna $l_{tn} = 318,5$ mm a velikost konstanty $a = 0,6$ je dána pro $Re_2 > 100$.

Dosazením vypočítaných korekčních faktorů do rovnice (7), stanovíme hodnotu Nusseltova čísla v MP Nu_2 .

$$\begin{aligned} Nu_2 &= \left[0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right] \cdot y_2 \cdot y_3 \cdot y_4 \cdot y_5 \cdot y_6 \cdot y_7 \cdot y_8 = \\ &= \left[0,3 + \sqrt{10,439^2 + 3,631^2} \right] \cdot 1 \cdot 1,396 \cdot 1 \cdot 1,049 \cdot 0,934 \cdot 0,766 \cdot 1,173 = \\ &= 13,949 [-] \end{aligned} \quad (35)$$

Nyní již lze vypočítat součinitel přestupu tepla v MP dosazením do rovnice (6) jako

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{l_2} = \frac{13,841 \cdot 0,05572}{0,035} = 22,491 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}. \quad (36)$$

2.2.4 Vlastnosti vody

Druhým pracovním médiem je voda, proudící trubkovým svazkem výměníku. Zde známe pouze vstupní teplotu $t_{11} = 10 \text{ °C}$ a rychlost proudění $w_1 = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Potřebujeme tedy zjistit výstupní teplotu vody t_{12} .

Jako první krok lze určit z tabulek ve zdroji [11] základní vlastnosti vody pro střední teplotu proudu, která je prozatím pouze odhadovaná na $\bar{t}_1 = 10 \text{ °C}$.

Tabulka 2.2 Vlastnosti vody při teplotě 10 °C

Název veličiny	Značka	Jednotka	Hodnota
Měrná tepelná kapacita	c_{p1}	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	4194
Hustota	ρ_1	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	999,7
Dynamická viskozita	η_1	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$	$1,307 \cdot 10^{-3}$
Součinitel tepelné vodivosti	λ_1	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	0,58

Dalším krokem je výpočet hmotnostního průtoku vody \dot{m}_1 ze zadané rychlosti proudění w_1 pomocí vzorce

$$\dot{m}_1 = w_1 \cdot S_1 \cdot \rho_1 = 0,5 \cdot 0,009 \cdot 999,7 = 4,535 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (37)$$

kde S_1 je celkový průtočný průřez TP, který je dán vztahem

$$S_1 = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \cdot n_t = \frac{0,019^2 \cdot \pi}{4} \cdot 32 = 0,009 \text{ m}^2. \quad (38)$$

Nyní již lze vypočítat výstupní teplotu vody t_{12} vyjádřením z bilanční rovnice

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{12} - t_{11}) = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{21} - t_{22}). \quad (39)$$

$$\begin{aligned} t_{12} &= t_{11} + \frac{\dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{21} - t_{22})}{\dot{m}_1 \cdot c_{p1}} = \\ &= 10 + \frac{0,018 \cdot 1093 \cdot (700 - 300)}{4,535 \cdot 4194} = 10,413 \text{ °C} \end{aligned} \quad (40)$$

Střední teplota vody \bar{t}_1 tedy bude skutečně přibližně 10 °C .

Z bilanční rovnice lze také vypočítat požadovaný tepelný výkon výměníku \dot{Q}_b , který je zapotřebí k ochlazení horkého vzduchu na požadovanou výstupní teplotu

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}) = 0,018 \cdot 1093 \cdot (700 - 300) = 7846,06 \text{ W}. \quad (41)$$

2.2.5 Součinitel přestupu tepla v TP

Stejně jako u MP je zapotřebí určit hodnotu součinitele tepla v TP α_1 na straně vody. V první řadě je důležité zjistit, zda se jedná o laminární nebo turbulentní proudění. To zjistíme z hodnoty Reynoldsova čísla, pro které platí vztah

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_1} = \frac{0,5 \cdot 0,019}{1,30739 \cdot 10^{-6}} = 7266,373 [-]. \quad (42)$$

Podle Reynoldsova čísla se pohybujeme v oblasti turbulentního proudění ($Re_1 > 2320$).

Pro turbulentní proudění v trubce kruhového průřezu lze použít k výpočtu Nusseltova čísla Nu_1 Gnielinského vztah ve tvaru

$$Nu_1 = \frac{x_5 \cdot (Re_1 - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{x_5} \cdot \left(Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(1 - y_1^{\frac{2}{3}}\right) \cdot y_2 \quad [-], \quad (43)$$

kde

$$\begin{aligned} x_5 &= \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log(Re_1 - 1,64))^{-2} = \\ &= \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log(7266,373 - 1,64))^{-2} = 0,003 [-], \end{aligned} \quad (44)$$

pro Prandltovo číslo Pr_1 platí vztah

$$Pr_1 = \frac{c_{p1} \cdot \eta_1}{\lambda_1} = \frac{4194 \cdot 1,307 \cdot 10^{-3}}{0,58} = 9,451 [-], \quad (45)$$

součinitel y_1 zohledňuje vliv nátoky pracovní látky do trubky

$$y_1 = \frac{d_1}{l_t} = \frac{0,019}{1,28} = 0,015 [-] \quad (46)$$

a korekční faktor y_2 zohledňuje změnu látkových vlastností kapaliny v mezní vrstvě. Pro kapalinu se určuje podle vztahu

$$y_2 = \left(\frac{Pr_1}{Pr_{1S}}\right)^{0,11} = \left(\frac{9,451}{8,906}\right)^{0,11} = 1,007 [-], \quad (47)$$

v němž $Pr_{1S} = 8,906 [-]$ je Prandltovo číslo určené lineární interpolací z tabulkových hodnot pro odhadovanou střední teplotu na stěně trubky \bar{t}_{1S} , která byla odhadnuta na 12 °C.

Nyní můžeme dosadit do vztahu (43) a vypočítat Nusseltovo číslo Nu_1

$$\begin{aligned} Nu_1 &= \frac{x_5 \cdot (Re_1 - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{x_5} \cdot \left(Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \cdot \left(1 - y_1^{\frac{2}{3}}\right) \cdot y_2 = \\ &= \frac{0,003 \cdot (7266,373 - 1000) \cdot 9,451}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,003} \cdot \left(9,451^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left(1 - 0,015^{\frac{2}{3}}\right) \cdot 1,007 = 49,732 [-]. \end{aligned} \quad (48)$$

Součinitel přestupu tepla v TP α_1 se určí pomocí vztahu

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1} = \frac{49,732 \cdot 0,58}{0,019} = 1518,145 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}. \quad (49)$$

Na závěr je nutné zkontrolovat hodnotu odhadované střední teploty na stěně trubky \bar{t}_{1S} , pro kterou bylo určeno Prandltovo číslo ve vztahu (47). Ta se určí ze vzorce

$$\bar{t}_{1S} = \bar{t}_1 + \frac{\dot{Q}_b}{A_1 \cdot \alpha_1} = 10 + \frac{7846,06}{2,445 \cdot 1518,145} = 12,114 \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (50)$$

kde A_1 je plocha výměny tepla, kterou lze vypočítat vztahem

$$A_1 = \pi \cdot d_1 \cdot l_t \cdot n_t = \pi \cdot 0,019 \cdot 1,28 \cdot 32 = 2,445 \text{ m}^2. \quad (51)$$

Střední teplota na stěně trubky \bar{t}_{1S} vyšla skutečně přibližně 12 °C, není tedy již potřeba výpočet upravovat.

2.2.6 Součinitel prostupu tepla a tepelný výkon výměníku

Skutečný výsledný výkon výměníku je dán rovnicí výměny tepla ve tvaru

$$\dot{Q}_s = k_L \cdot L_c \cdot \Delta t_{ln} \quad [\text{W}], \quad (52)$$

kde L_c je celková délka trubek, která se stanoví jako

$$L_c = l_t \cdot n_t = 1,28 \cdot 32 = 40,96 \text{ m}, \quad (53)$$

k_L je součinitel prostupu tepla válcovou stěnou vztažený na 1 m délky trubky, pro který platí

$$\begin{aligned} k_L &= \frac{\pi}{\frac{1}{d_1 \cdot \alpha_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{d_2 \cdot \alpha_2}} = \\ &= \frac{1}{\frac{1}{0,019 \cdot 1518,145} + \frac{1}{2 \cdot 40} \cdot \ln \frac{0,022}{0,019} + \frac{1}{0,022 \cdot 22,491}} = 1,527 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \end{aligned} \quad (54)$$

přičemž λ_t je součinitel tepelné vodivosti materiálu trubek, v tomto případě se jedná o ocel s tepelnou vodivostí $\lambda_t = 40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Dále potřebujeme znát střední logaritmický teplotní spád Δt_{ln} , který se v případě protiproudého řešení výměníku určí podle vztahu

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{(700 - 10,413) - (300 - 10)}{\ln \frac{700 - 10,413}{300 - 10}} = 461,304 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (55)$$

Nyní již stačí vypočítané hodnoty dosadit do vztahu (52) pro určení skutečného tepelného výkonu výměníku

$$\dot{Q}_s = k_L \cdot L_c \cdot \Delta t_{ln} = 1,515 \cdot 40,96 \cdot 461,304 = 28850,78 \text{ W}. \quad (56)$$

Skutečný tepelný výkon výměníku pro nové parametry je 28850,78 W, což je oproti požadovanému výkonu 7846,06 W téměř čtyřnásobná hodnota. Výměník je tedy pro nové zadané parametry, co se týče tepelného výkonu, značně předimenzovaný.

2.3 Hydraulický výpočet

Cílem hydraulického výpočtu je stanovení hydraulických ztrát ve výměníku. Výpočet se skládá ze dvou částí – výpočtu tlakových ztrát v trubkovém prostoru a výpočtu tlakových ztrát v mezitrubkovém prostoru.

2.3.1 Tlakové ztráty v TP

Tlakové ztráty v trubkovém prostoru jsou dány vztahem

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \text{ [Pa]}, \quad (57)$$

kde Δp_{t1} jsou tlakové ztráty vyvolané třením a Δp_{m1} jsou tlakové ztráty místní, vyvolané místními odpory.

Do tlakových ztrát TP se nezahrnují ztráty ve vstupním a výstupním hrdle, jelikož velikosti hrdel se řídí průměrem potrubí a proto se zpravidla započítávají do ztrát v potrubí.

Tlakové ztráty způsobené třením v trubkách kruhového průřezu mají tvar

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} \cdot n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 \text{ [Pa]}, \quad (58)$$

kde λ_{11} je ztrátový součinitel a pro $Re_1 > 2320$ je dán vztahem

$$\begin{aligned} \lambda_{11} &= 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re_1} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} = \\ &= 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{7266,373} \right)^{12} + \frac{1}{(1,26 \cdot 10^{18} + 2,564 \cdot 10^{11})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,044 [-]. \end{aligned} \quad (59)$$

Substituční faktory x_9 a x_{10} určíme dle následujících vztahů.

$$\begin{aligned} x_9 &= \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_1} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right] \right\}^{16} = \\ &= \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{7266,373} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,008} \right] \right\}^{16} = 1,26 \cdot 10^{18} [-] \end{aligned} \quad (60)$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re_1} \right)^{16} = \left(\frac{37530}{7266,373} \right)^{16} = 2,564 \cdot 10^{11} [-] \quad (61)$$

k_{r1} je relativní drsnost trubky, pro kterou platí

$$k_{r1} = \frac{k}{d_1} = \frac{0,15}{19} = 0,008 [-], \quad (62)$$

kde k je střední absolutní drsnost stěny, jejíž hodnota $k = 0,15$ mm platí pro ocelové bezešvé trubky podle zdroje [12].

Součinitel z_1 je dán jako podíl délky trubky a vnitřního průměru trubky

$$z_1 = \frac{l_t}{d_1} = \frac{1,28}{0,019} = 67,368 [-] \quad (63)$$

a korekční faktor z_2 zohledňuje změnu dynamické viskozity v mezní vrstvě. V případě kapalin se vypočítá podle vzorce

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{1S}}{\eta_1}\right)^a = \left(\frac{1,239 \cdot 10^{-3}}{1,307 \cdot 10^{-3}}\right)^{0,14} = 0,993 [-], \quad (64)$$

kde hodnota koeficientu $a = 0,14$ je dána pro $Re_1 > 2320$ a směr tepelného toku do TP a η_{1S} je dynamická viskozita vody, která byla určena z tabulek [11] pro střední teplotu na stěně trubky 12 °C pomocí lineární interpolace na hodnotu $\eta_{1S} = 1,239 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$.

Poslední dosud nezmíněnou veličinou ze vzorce (58) je počet chodů TP n_{CH1} . V případě zadaného výměníku se jedná o jednoduchý trubkový prostor, tudíž $n_{CH1} = 1$.

Nyní lze vypočítat tlakové ztráty vyvolané třením dosazením do vzorce (58)

$$\begin{aligned} \Delta p_{t1} &= \lambda_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} \cdot n_{CH1} \cdot z_1 \cdot z_2 = \\ &= 0,044 \cdot \frac{999,7 \cdot 0,5^2}{2} \cdot 1 \cdot 67,368 \cdot 0,993 = 365,223 \text{ Pa} . \end{aligned} \quad (65)$$

Tlakové ztráty místní se skládají z tlakové ztráty na vstupu a výstupu pracovní látky z trubek trubkového svazku a tlakové ztráty ohybem proudu pracovní látky v komorách výměníku, je-li jeho TP dvou nebo vícechodý. V takovém případě pro jejich výpočet platí vztah

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{CH1} + \xi_{12} \cdot (n_{CH1} - 1)] \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} \quad [\text{Pa}] . \quad (66)$$

V našem případě je TP pouze jednoduchý a můžeme tedy vztah zjednodušit na

$$\Delta p_{m1} = \xi_{11} \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} = 0,7 \cdot \frac{999,7 \cdot 0,5^2}{2} = 87,474 \text{ Pa} , \quad (67)$$

kde $\xi_{11} = 0,7$ je ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek trubkového svazku.

Celkovou tlakovou ztrátu v TP určíme dosazením do vztahu (57)

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} = 365,223 + 87,474 = 452,697 \text{ Pa} . \quad (68)$$

2.3.2 Tlakové ztráty v MP

Podobně jako v TP jsou tlakové ztráty v MP dány součtem tlakových ztrát vyvolaných třením a tlakových ztrát místních.

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} + \Delta p_{m2} \quad [\text{Pa}] \quad (69)$$

Jedinými místními ztrátami v MP jsou však ztráty ve vstupním a výstupním hrdle, které se započítávají do ztrát v potrubí. Tlakové ztráty v MP jsou tedy rovny pouze ztrátám vyvolaným třením, které lze dále rozepsat do tvaru

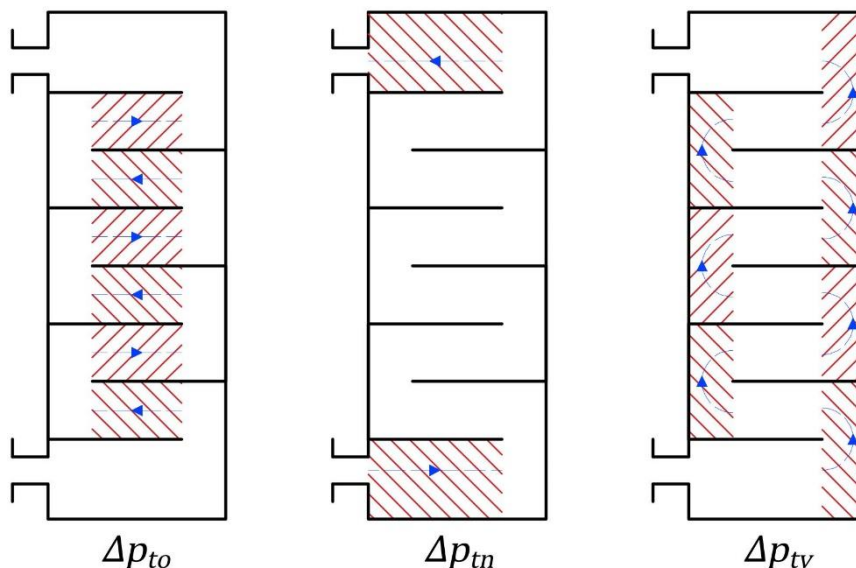
$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} \quad [\text{Pa}] , \quad (70)$$

kde Δp_{to} jsou tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku,

Δp_{tn} jsou tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru svazku,

Δp_{tv} jsou tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek.

Oblasti těchto ztrát jsou schematicky znázorněny na obrázku 2.3.



Obrázek 2.3 Znázornění tlakových ztrát v jednotlivých oblastech MP

A) Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkováném prostoru svazku Δp_{to}

Pro výpočet těchto ztrát platí vztah

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho_2 \cdot w_{2max}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \quad [\text{Pa}], \quad (71)$$

kde $n_{rp} = 2$ je počet příčně obtékaných řad trubek mezi hranami přepážek, n_p je počet přepážek již uvedený u geometrie výměníku, λ_{22} je ztrátový součinitel příčného obtékání trubek daný vzorcem

$$\begin{aligned} \lambda_{22} &= c_1 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{t_{t1}}{d_2}} \right)^a \cdot Re_2^{a_1} = \\ &= 6,09 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{0,04}{0,022}} \right)^{2,825} \cdot 313,807^{-0,602} = 0,079 [-], \end{aligned} \quad (72)$$

ve kterém jsou konstanty určeny pro úhel uspořádání trubek 90° a $Re_2 = 313,807$ následovně $c_1 = 6,09$; $a_1 = -0,602$; $c_2 = 6,3$; $a_2 = 0,378$ a součinitel a se vypočítá ze vztahu

$$a = \frac{c_2}{1 + 0,14 \cdot Re_2^{a_2}} = \frac{6,3}{1 + 0,14 \cdot 313,807^{0,378}} = 2,825 [-]. \quad (73)$$

Rychlost proudění w_{2max} v nejužším průtočném průřezu zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku bude

$$w_{2max} = \frac{\dot{m}_2}{S_{2Z} \cdot \rho_2} = \frac{0,018}{0,0558 \cdot 0,457} = 0,705 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (74)$$

kde průtočný průřez zaplněného prostoru mezi roztečí přepážek v ose výměníku S_{2Z} je již definován vztahem (30).

Výpočty korekčních faktorů z_2, z_3, z_4 vypadají následovně

z_2 – zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě včetně vlivu směru tepelného toku. V případě plynu a směru tepelného toku směrem z MP je dán výpočtový vztah

$$z_2 = \frac{\bar{T}_{2S}}{\bar{T}_2} = \frac{624,188 + 273,15}{500 + 273,15} = 1,161 [-], \quad (75)$$

kde \bar{T}_{2S} je střední teplota na stěně trubky na straně vzduchu vypočítaná podle

$$\bar{t}_{2S} = \bar{t}_2 + \frac{\dot{Q}_b}{A_2 \cdot \alpha_2} = 500 + \frac{7846,06}{2,831 \cdot 22,317} = 624,188 \text{ }^\circ\text{C}, \quad (76)$$

příčměž plocha výměny tepla A_2 se spočítá jako

$$A_2 = \pi \cdot d_2 \cdot l_t \cdot n_t = \pi \cdot 0,022 \cdot 1,28 \cdot 32 = 2,831 \text{ m}^2. \quad (77)$$

z_3 – zohledňuje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku a platí pro něj totožný vztah (32) jako pro výpočet součinitele y_7 , liší se pouze hodnota konstanty c_1 která je v tomto případě pro $Re_2 \geq 100$ rovna $c_1 = 3,7$

$$z_3 = \exp\left(-c_1 \cdot \frac{S_{ss}}{S_{2z}}\right) = \exp\left(-3,7 \cdot \frac{0,011}{0,0558}\right) = 0,482 [-]. \quad (78)$$

z_4 – zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách a je dán vztahem

$$\begin{aligned} z_4 &= \exp\left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}}\right) \cdot \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_{2z}}\right)^{x_{13}}\right] = \\ &= \exp\left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{0,0017}{0,0017 + 0,0014}\right) \cdot \left(\frac{0,0017 + 0,0014}{0,0558}\right)^{0,569}\right] = \\ &= 0,673 [-], \end{aligned} \quad (79)$$

kde průřezy S_{tp} , S_{ps} a S_{2z} jsou již určeny podle vztahů (27), (28) a (30) a hodnotu exponentu x_{13} získáme ze vzorce

$$\begin{aligned} x_{13} &= -0,15 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}}\right) + 0,8 = \\ &= -0,15 \cdot \left(1 + \frac{0,0017}{0,0017 + 0,0014}\right) + 0,8 = 0,569 [-]. \end{aligned} \quad (80)$$

Dosazením vypočtených hodnot do vzorce (71) určíme výsledné tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku Δp_{t0}

$$\begin{aligned} \Delta p_{t0} &= 2 \cdot \lambda_{22} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho_2 \cdot w_{2max}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 = \\ &= 2 \cdot 0,079 \cdot 2 \cdot (3 - 1) \cdot 0,457 \cdot 0,705^2 \cdot 1,161 \cdot 0,482 \cdot 0,673 = 0,054 \text{ Pa}. \end{aligned} \quad (81)$$

B) Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepázkovaném prostoru Δp_{tn}

Podobně jako u opřepázkovaného prostoru i zde platí

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (n_{rp} + n_{rv}) \cdot \rho_2 \cdot w_{2max}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \quad [\text{Pa}], \quad (82)$$

kde veličiny λ_{22} , n_{rp} , ρ_2 , w_{2max} , z_2 a z_3 jsou již definovány výše. Novou veličinou je počet řad trubek ve výřezu přepážky ovlivněných příčným prouděním n_{rv} , pro který platí vztah

$$\begin{aligned} n_{rv} &= \frac{0,8}{t_{t2}} \cdot \left(\frac{D_1 + D'_S}{2} - h_p \right) = \\ &= \frac{0,8}{0,04} \cdot \left(\frac{0,308 + 0,23324}{2} - 0,1938 \right) = 1,536 [-], \end{aligned} \quad (83)$$

v němž D'_S je průměr trubkového svazku přes středy trubek a h_p je výška přepážky. Dle výkresu jsou tyto hodnoty rovny $D'_S = 233,24$ mm a $h_p = 193,8$ mm.

Korekční faktor z_5 zohledňuje vliv velikostí neopřepázkovaných prostorů pod hrdly a platí pro něj

$$z_5 = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot t_p}{l_{tn}} \right)^{2-a} = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,32}{0,3185} \right)^{2-0,2} = 7,024 [-], \quad (84)$$

kde t_p je rozteč přepážek, l_{tn} je neopřepázkovaná délka a exponent a je pro $Re_2 \geq 100$ roven $a = 0,2$.

Po dosazení do vztahu (82) jsou pak tlakové ztráty při příčném obtékání trubek v neopřepázkovaném prostoru Δp_{tn} rovny

$$\begin{aligned} \Delta p_{tn} &= 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (n_{rp} + n_{rv}) \cdot \rho_2 \cdot w_{2max}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 = \\ &= 2 \cdot 0,079 \cdot (2 + 1,536) \cdot 0,457 \cdot 0,705^2 \cdot 1,161 \cdot 0,482 \cdot 7,024 = 0,497 \text{ Pa}. \end{aligned} \quad (85)$$

C) Tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek Δp_{tv}

Pro turbulentní proudění v MP ($Re_2 > 100$) platí vztah

$$\Delta p_{tv} = n_p \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{2v}^2}{2} \right] \cdot z_4 \quad [\text{Pa}], \quad (86)$$

v němž korekční faktor z_4 je již určen podle vztahu (79), n_{rv} je počet řad trubek ve výřezu přepážky podle vzorce (83) a w_{2v} je rychlost proudění vzduchu vztažená ke střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů S_{2Z} a S_{vZ} podle vztahu

$$w_{2v} = \frac{\dot{m}_2}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{vZ}} \cdot \rho_2} = \frac{0,018}{\sqrt{0,0558 \cdot 0,021} \cdot 0,457} = 1,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}, \quad (87)$$

kde průtočný průřez zaplněného prostoru ve výřezu nad přepážkou S_{vZ} je dán

$$S_{vZ} = S_{vN} - n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} = 0,025 - 10 \cdot \frac{\pi \cdot 0,022^2}{4} = 0,021 \text{ m}^3, \quad (88)$$

přičemž n_{tv} je počet trubek ve výřezu přepážky roven $n_{tv} = 10$ a S_{vN} je nezaplňný průřez ve výřezu nad přepážkou a pro svazek bez těsnících lišt platí pro jeho výpočet

$$\begin{aligned} S_{vN} &= \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \left(\frac{\varphi_{vp}}{360} - \frac{\sin \varphi_{vp}}{2\pi} \right) = \\ &= \frac{\pi \cdot 0,308^2}{4} \left(\frac{150}{360} - \frac{\sin 150}{2\pi} \right) = 0,025 \text{ m}^3, \end{aligned} \quad (89)$$

kde D_1 je vnitřní průměr pláště a úhel φ_{vp} byl určen ze vztorce (29).

Dosazením do vztahu (86) vypočítáme tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek Δp_{tv}

$$\begin{aligned} \Delta p_{tv} &= n_p \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{2v}^2}{2} \right] \cdot z_4 = \\ &= 3 \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot 1,536) \cdot \frac{0,457 \cdot 1,14^2}{2} \right] \cdot 0,67 = 1,749 \text{ Pa}. \end{aligned} \quad (90)$$

Na závěr již lze vypočítat výsledné tlakové ztráty v MP sečtením jednotlivých ztrát dle vztahu (70)

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} = 0,054 + 0,497 + 1,749 = 2,3 \text{ Pa}. \quad (91)$$

3 Návrh zefektivnění výměníku

Na základě výsledků vypočítaných v kapitole 2 bylo zjištěno, že výměník dosahuje téměř čtyřnásobného výkonu, než by bylo zapotřebí. To by způsobovalo ochlazení vzduchu na mnohem nižší teplotu, než je požadováno. Z ekonomického hlediska by tedy použití tohoto výměníku bylo nevhodné a pokud je ochlazený vzduch součástí například technologické operace, pak je použití nepřipustné. V této kapitole je stručné nastínění možných úprav výměníku, které by vedly k přiblížení skutečného tepelného výkonu výměníku k výkonu požadovanému, který odpovídá přibližně 7,8 kW viz rovnice (41).

Prvním krokem ke zefektivnění by mohlo být nahrazení stávajících trubek svazku trubkami o menším průměru. To by mělo kladný vliv zejména z ekonomického hlediska, protože by došlo ke snížení průtokového množství chladicí vody při zachování zadané rychlosti proudění. Naopak negativní dopad by to mělo na zvýšení tlakových ztrát v trubkovém prostoru. Například zvolením trubek o vnitřním průměru 10 mm a vnějším průměru 13 mm by se hmotnostní průtok vody snížil z původní hodnoty $4,535 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ na pouhých $1,256 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. K poklesu dojde i u tepelného výkonu z původních 28,8 kW na 19,6 kW, to je ale oproti požadovanému výkonu stále vysoká hodnota.

Jako další úprava se nabízí redukce délky výměníku a tím zmenšení plochy výměny tepla. To by mělo kladný vliv nejen na požadované snížení tepelného výkonu, ale i na snížení tlakových ztrát v trubkovém prostoru. V mezitrubkovém prostoru by se kvůli menší rozteči přepážek tlaková ztráta naopak navýšila, ovšem v případě vzduchu se nebude jednat o příliš vysokou hodnotu. Pokud bychom zkrátili výměník na čtvrtinu původní délky tzn. délka trubky l_t by se z původních 1280 mm snížila na 320 mm a použili bychom trubky menšího průměru viz odstavec výše, snížil by se tepelný výkon přibližně na 8,6 kW.

Je tedy zřejmé, že by bylo nutné zkrácení výměníku na méně než čtvrtinu původní délky. Je ovšem potřeba brát v potaz vnější průměr pláště výměníku D_2 , který má být v porovnání s délkou trubek dle doporučení $l_t \in (3D_2; 15D_2)$ [2]. V našem případě ale průměr D_2 činí 324 mm a byl by tedy větší, než je délka trubek.

Výše uvedené úpravy by byly příliš náročné a nejspíše by nevedly k ideální podobě výměníku. Nabízí se poslední a zároveň nejjednodušší úprava, a to snížení počtu funkčních trubek, respektive zaslepení části trubek trubkového svazku. To by mělo za následek snížení průtokového množství vody a díky výraznému zmenšení teplosměnné plochy také pokles tepelného výkonu výměníku. Podle přibližných výpočtů by při zaslepení 23 trubek z celkového počtu 32 (tzn. počet funkčních trubek je pouze 9), výměník dosahoval tepelného výkonu zhruba 8,1 kW. Tato hodnota je mírně vyšší než požadovaný výkon, ale malá rezerva může být přínosná kvůli možnému zanášení, které ve výpočtech není zohledněno.

Na závěr je nutné uvést, že výměník navrhnutý přímo pro danou operaci by byl lepší jak z hlediska efektivity, tak z hlediska kompaktnosti. Na druhou stranu, z finančního hlediska stojí za zvážení poslední navrhovaná úprava (snížení počtu funkčních trubek svazku), která je jednoduchá a mohla by zajistit uspokojivé fungování výměníku.

4 Závěr

Prvním z cílů této práce je rešeršní část, zaměřená na přehled typů výměníků tepla. Ta je zpracována v první části práce a jsou zde popsány různé konstrukční varianty, jejich vlastnosti a výhody či nevýhody. Jelikož se práce zabývá výpočtem trubkového výměníku, je nejbližší popsáno rozdělení právě trubkových výměníků.

Stěžejním cílem práce je výpočet stávajícího výměníku na nové parametry, ten se dále dělí na tepelný a hydraulický výpočet. Jak již bylo zmíněno, jedná se o trubkový výměník, konkrétně plášťový výměník s přímými trubkami. Účelem nového použití výměníku je chlazení horkého vzduchu pomocí vody, přičemž geometrie výměníku zůstává nezměněná. Jedním ze vstupních parametrů pro výpočet byla tedy geometrie výměníku. Dále byl zadán druh pracovních médií (vzduch-voda), jejich průtokové množství, vstupní teplota a požadovaná výstupní teplota vzduchu a vstupní teplota vody. Prvním krokem výpočtu bylo určení potřebných vlastností vzduchu proudícího v MP a následný výpočet součinitele přestupu tepla v MP α_2 . Poté byly určeny vlastnosti vody a z bilanční rovnice dopočítána její výstupní teplota $t_{12} = 10,413$ °C, která téměř odpovídá teplotě na vstupu $t_{11} = 10$ °C. Takto malá změna teploty chladicí vody při průchodu výměníkem již upozorňuje na její zbytečně velké průtočné množství. Z bilanční rovnice byl také vypočítán požadovaný výkon \dot{Q}_b potřebný k ochlazení vzduchu na požadovanou teplotu, který činí přibližně 7,8 kW. Po výpočtu součinitele přestupu tepla v TP α_1 zbývalo určit součinitel prostupu tepla k_L a konečně skutečný výkon výměníku \dot{Q}_s , který dle vzorce (56) dosahuje hodnoty přibližně 28,8 kW. Skutečný výkon výměníku je tedy mnohem vyšší než výkon požadovaný a použití stávajícího výměníku pro daný účel by nebylo vhodné.

Závěrem druhé kapitoly je hydraulický výpočet výměníku. Ten se zabývá výpočtem tlakových ztrát vody v TP a vzduchu v MP, přičemž tlakové ztráty v TP dosahují hodnoty zhruba 453 Pa a v MP pak pouhých 2,3 Pa.

Poslední třetí kapitola je věnována návrhu zefektivnění výměníku. Jsou zde navrženy tři konstrukční úpravy, a to nahrazení trubek svazku trubkami menšího průměru, redukce délky výměníku a snížení počtu funkčních trubek svazku. Cílem těchto úprav je zmenšení průtočného množství vody a především snížení příliš vysokého tepelného výkonu výměníku. Úpravy v této kapitole byly početně ověřeny a podle výsledků by nevedly k ideální podobě výměníku. Nejsemnější úpravou se jeví zaslepení velké části trubek trubkového svazku, což by bylo finančně nenáročné a mohlo zajistit uspokojivou funkci výměníku. Nákladnější, avšak spolehlivější variantou řešení je pak návrh nového výměníku, který by mohl být mnohem kompaktnější a zároveň dosáhnout vyšší efektivity a spolehlivosti. Je tedy na zvážení, jaké nároky jsou na provoz výměníku kladeny a zda by nebylo vhodnější navrzení nového výměníku přímo pro danou operaci.

Kompletní výpočtový model byl zpracován v programu PTC Mathcad. Konstrukční výkres dostupný v příloze práce byl vytvořen v programu Autodesk Inventor.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [2] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Vyd. 1. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [3] *Svět energie* [online]. [cit. 2021-01-27]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/jaderne-elektrarny/jaderna-elektrarna-podrobne/kondenzator/vyklad#&gid=1&pid=1>
- [4] *Hennlich Energy* [online]. [cit. 2021-01-28]. Dostupné z: <https://energy.hennlich.cz/produkty/vymeniky-tepla-trubkove-vymeniky-tepla-8611.html>
- [5] *Wikimedia Commons: Heat exchanger diagrams* [online]. [cit. 2021-02-05]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Heat_exchanger_diagrams
- [6] DLOUHÝ, Tomáš. *Energetika ČVUT: Výměníky tepla a kotle* [online]. In: . s. 4 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/VTK-pr1-1.pdf>
- [7] *Žebrované trubky Žaba s.r.o.* [online]. [cit. 2021-02-08]. Dostupné z: <http://www.zebrovanetrubky.cz/index.php?nid=10865&lid=cs&oid=2563161>
- [8] BALÁŠ, Marek. *Aktuální vývoj výměníků tepla* [online]. In: . [cit. 2021-03-30]. Dostupné z: https://keepwarmeurope.eu/fileadmin/user_upload/Learning_Centre/Czech_Republic/T2.2-2_Recent_development_of_heat_exchangers.pdf
- [9] *Alfa Laval: PK Mark s.r.o.* [online]. [cit. 2021-02-08]. Dostupné z: http://www.kpmark.cz/uploads/T2_CS_KPM.pdf
- [10] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-01-02035-5.
- [11] ÇENGEL, Yunus, John CIMBALA a Robert TURNER. *Fundamentals of thermal-fluid sciences* [online]. 5th ed. New York: McGraw-Hill, 2017 [cit. 2021-04-20]. ISBN 978-0-07-802768-0. Dostupné z: https://www.academia.edu/39926658/Fundamentals_of_Thermal_Fluid_Sciences_by_Yunus_Cengel20190725_68204_11sh1x4
- [12] *IPotrubi: Tlaková ztráta v trubce* [online]. [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://www.ipotrubi.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovych-ztrat/2.-tlakova-ztrata-v-trubce.html>
- [13] HOVORKA, František. *Technologie chemických látek* [online]. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství VŠCHT, 2005 [cit. 2021-04-20]. ISBN 80-7080-588-9. Dostupné z: http://147.33.74.135/knihy/uid_isbn-80-7080-588-9/pdf/024.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka	Význam
MP	Mezitrubkový prostor
TP	Trubkový prostor

Symbol	Název veličiny	Jednotka
A_1	Teplosměnná plocha na straně vody	[m ²]
A_2	Teplosměnná plocha na straně vzduchu	[m ²]
c_{p1}	Měrná tepelná kapacita vody	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
c_{p2}	Měrná tepelná kapacita vzduchu	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
D_p	Vnější průměr přepážky	[m]
D'_S	Průměr trubkového svazku přes středy trubek	[m]
D_S	Průměr trubkového svazku	[m]
d_1	Vnitřní průměr trubky	[m]
D_1	Vnitřní průměr pláště	[m]
d_2	Vnější průměr trubky	[m]
D_2	Vnější průměr pláště	[m]
d_{2p}	Průměr otvorů v přepážce	[m]
h_p	Výška přepážky	[m]
k	Střední absolutní drsnost stěny	[m]
k_L	Součinitel prostupu tepla	[W · m ⁻² · K ⁻¹]
k_{r1}	Relativní drsnost stěny	[-]
l_2	Charakteristický rozměr mezitrubkového prostoru	[m]
L_c	Celková délka trubek	[m]
l_t	Délka trubky	[m]
l_{tn}	Neopřepážkovaná délka	[m]
\dot{m}_1	Hmotnostní tok vody	[kg · s ⁻¹]
\dot{m}_2	Hmotnostní tok vzduchu	[kg · s ⁻¹]
M_1	Molární hmotnost vody	[kg · mol ⁻¹]
M_2	Molární hmotnost vzduchu	[kg · mol ⁻¹]
n_{rp}	Počet příčně obtékaných řad trubek mezi hranami přepážek	[-]
n_{rv}	Počet řad trubek ve výřezu přepážky	[-]
n_p	Počet přepážek	[-]
n_{pT}	Počet párů těsnících lišt	[-]
n_t	Počet trubek	[-]
n_{tv}	Počet trubek ve výřezu nad přepážkou	[-]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
p	Tlak	[Pa]
Pr	Prandltovo číslo	[-]
\dot{Q}_b	Potřebný výkon výměníku	[W]

\dot{Q}_s	Skutečný výkon výměníku	[W]
r_1	Měrná plynová konstanta vody	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
r_2	Měrná plynová konstanta vzduchu	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[–]
R_m	Univerzální plynová konstanta	[J · K ⁻¹ · mol ⁻¹]
s_p	Tloušťka přepážky	[m]
s_{tS}	Mezera mezi vnitřní stranou pláště a trubkovým svazkem	[m]
s_{tt}	Mezera mezi trubkami	[m]
S_1	Průtočný průřez trubkového prostoru	[m ²]
S_{2N}	Volný průřez mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku	[m ²]
S_{2Z}	Průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku	[m ²]
S_{ps}	Průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm	[m ²]
S_{SS}	Průřez obtokového proudu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku	[m ²]
S_{tp}	Průtočný průřez mezi trubkami svazku a otvory v přepážce	[m ²]
S_{vN}	Nezaplněný průřez ve výřezu nad přepážkou	[m ²]
S_{vZ}	Průřez zaplněného prostoru ve výřezu nad přepážkou	[m ²]
t_{11}	Vstupní teplota vody	[°C]
t_{12}	Výstupní teplota vody	[°C]
t_{21}	Vstupní teplota vzduchu	[°C]
t_{22}	Výstupní teplota vzduchu	[°C]
\bar{t}_1	Střední teplota vody	[°C]
\bar{t}_{1S}	Střední teplota na stěně trubky na straně vody	[°C]
\bar{t}_2	Střední teplota vzduchu	[°C]
\bar{t}_{2S}	Střední teplota na stěně trubky na straně vzduchu	[°C]
t_p	Rozteč přepážek	[m]
t_{t1}	Příčná (vodorovná) rozteč trubek	[m]
t_{t2}	Podélná (svislá) rozteč trubek	[m]
V	Objem	[m ³]
\dot{V}_2	Objemový průtok vzduchu za normálních fyzikálních podm.	[Nm ³ · hod ⁻¹]
\dot{V}'_2	Objemový průtok při střední teplotě vzduchu	[m ³ · s ⁻¹]
w_1	Rychlost proudění vody v TP	[m · s ⁻¹]
w_2	Rychlost proudění vzduchu v MP	[m · s ⁻¹]
w_{2max}	Rychlost proudění vzduchu v nejužším průtočném průřezu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku bude	[m · s ⁻¹]
w_{2v}	Rychlost proudění vzduchu vztažená ke střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů	[m · s ⁻¹]
$y_{1,...,8}$	Korekční faktory součinitele přestupu tepla	[–]
$z_{1,...,5}$	Korekční faktory tlakových ztrát	[–]
α_1	Součinitel přestupu tepla v TP	[W · m ⁻² · K ⁻¹]
α_2	Součinitel přestupu tepla v MP	[W · m ⁻² · K ⁻¹]

Δp_{m1}	Tlaková ztráta v TP vyvolaná místními odpory	[Pa]
Δp_{m2}	Tlaková ztráta v MP vyvolaná místními odpory	[Pa]
Δp_{t1}	Tlaková ztráta v TP vyvolaná třením	[Pa]
Δp_{t2}	Tlaková ztráta v MP vyvolaná třením	[Pa]
Δp_{tn}	Tlakové ztráty v MP způsobené třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru	[Pa]
Δp_{to}	Tlakové ztráty v MP způsobené třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru	[Pa]
Δp_{tv}	Tlakové ztráty v MP způsobené třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážek	[Pa]
Δp_{z1}	Celková tlaková ztráta v TP	[Pa]
Δp_{z1}	Celková tlaková ztráta v MP	[Pa]
Δt_{ln}	Střední logaritmický teplotní spád	[°C]
η_1	Dynamická viskozita vody	[kg · m ⁻¹ · s ⁻¹]
η_2	Dynamická viskozita vzduchu	[kg · m ⁻¹ · s ⁻¹]
λ_1	Součinitel tepelné vodivosti vody	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]
λ_{11}	Ztrátový součinitel tření v trubkách kruhového průřezu	[–]
λ_2	Součinitel tepelné vodivosti vzduchu	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]
λ_{22}	Ztrátový součinitel příčného obtékání trubek	[–]
λ_t	Součinitel tepelné vodivosti materiálu trubek	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]
λ_{22}	Ztrátový součinitel příčného obtékání trubek	[–]
ν_1	Kinematická viskozita vody	[m ² · s ⁻¹]
ν_2	Kinematická viskozita vzduchu	[m ² · s ⁻¹]
π	Ludolfovo číslo	[–]
ρ_1	Hustota vody	[kg · m ⁻³]
ρ_2	Hustota vzduchu	[kg · m ⁻³]
φ_{vp}	Úhel vyříznutí přepážky	[°]
ψ	Mezerovitost trubkového svazku	[–]

SEZNAM PŘÍLOH

1. Konstrukční výkres zadaného výměníku tepla včetně kusovníku