



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ VÝMĚNÍK ZA KOTEL NA TUHÁ PALIVA 200 KW

CONDENSING HEAT EXCHAGER FOR SOLID FUEL BOILER 200 KW

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Pinkas

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jan Pinkas**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické 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 diplomové práce:

Kondenzační výměník za kotel na tuhá paliva 200 kW

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Podchlazení spalin a využití latentního tepla při kondenzaci vodní páry obsažené ve spalinách je efektivní cesta zvyšování účinnosti kotlů na zemní plyn. Práce se bude zabývat využitím stejného principu pro kotle na tuhá paliva. Náplní budou bilanční výpočty možného získaného tepla pro různá paliva v kotli 200 kW, návrh vhodných konstrukčních typů výměníků a tepelný výpočet vybrané technologie.

Cíle diplomové práce:

- vlastnosti spalin ze spalování tuhých paliv,
- hmotové a energetické bilanční výpočty pro konkrétní zadání,
- návrh kondenzačního výměníku tepla.

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.

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-8-214-4300-6.

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 diplomové 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

Předmětem této diplomové práce je návrh spalínového kondenzátoru za 200kW kotel na dřevní štěpku. V první části jsou uvedeny typy výměníků a je představena problematika kondenzace. Dále jsou uvedeny potřebné vztahy pro výpočet vertikálního svazkového kondenzátoru. Pomocí dříve získaných poznatků je v praktické části spočten a navrhnut spalínový kondenzátor. Nakonec jsou uvedeny situace po změně vstupních parametrů.

Klíčová slova

kondenzátor, kondenzace, spaliny, film, výměník

Summary

The point of this thesis is a waste gas condensator for 200kW woodchips burning boiler. In the first part of the thesis types of heat exchangers are introduced. Condensation is introduced. Further all necessary equations and relations for vertical shall and tube heat exchanger are specified. Following those relations waste gas condensator is designed. Situation under different input conditions is talked over in the end.

Key-words

waste gas condensator, condensator, condensation, heat exchanger

Bibliografická citace

PINKAS, Jan. *Kondenzační výměník za kotel na tuhá paliva 200 kW*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132232>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.

Prohlášení

Čestně prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Kondenzační výměník za kotel na tuhá paliva 200 kW* vypracoval samostatně pod vedením svého vedoucího doc. Ing. Marka Baláše Ph.D. s použitím podkladů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

Jan Pinkas

Poděkování

Děkuji tímto doc. Ing. Markovi Balášovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky, jež mi poskytl v průběhu mé práce.

Obsah

Úvod	8
1 Výměníky tepla	9
1.1 Rekuperační	9
1.2 Regenerační	9
1.3 Kontaktní	10
1.4 Směšovací	10
1.5 Aplikace	11
2 Kondenzace	11
2.1 Kapková kondenzace	11
2.2 Filmová (blánová) kondenzace čisté páry	12
2.2.1 Vliv proudění páry	14
2.2.2 Filmová kondenzace vodní páry za přítomnosti interního plynu	15
2.3 Filmová kondenzace vodní páry v inertním plynu	16
3 Přestup tepla při filmové kondenzaci v inertním plynu ve vertikálním svazkovém výměníku	17
3.1 Přestup tepla na straně chladícího média – vně trubek	18
3.2 Prostup tepla stěnou trubky	25
3.3 Přestup tepla filmem kondenzátu – uvnitř trubek	25
3.4 Přestup tepla v paroplynové směsi	27
3.5 Přestup hmoty v paroplynové směsi	28
4 Velikost teplosměnné plochy	29
4.1 Kondenzace řízená přenosem tepla	29
4.2 Kondenzace řízená přenosem hmoty	29
5 Množství, složení a vlastnosti spalin	31
5.1 Fyzikální vlastnosti	32
5.2 Množství a složení spalin	33
6 Tlakové ztráty výměníku	35
6.1 Tlaková ztráta trubkového prostoru	35
6.1.1 Tlakové ztráty třením	35
6.1.2 Tlakové ztráty místní	36
6.2 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru	36
6.2.1 Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek mezi přepážkami	37
6.2.2 Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru	38
6.2.3 Tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek nad seříznutím přepážek (včetně otočení proudu)	38
7 Výpočet spalinového kondenzačního výměníku	39

7.1	Množství spalin a jejich složení	39
7.2	Fyzikální vlastnosti	41
7.2.1	Vstup do kondenzátoru	42
7.2.2	Výstup z kondenzátoru	43
7.2.3	Střední hodnoty	45
7.3	Volba trubek, rozteče, uspořádání	45
7.4	Výpočet součinitele přestupu tepla ve spalinách	47
7.5	Výpočet součinitele přestupu hmoty	48
7.6	Výpočet součinitele přestupu tepla ve filmu kondenzátu	49
7.7	Součinitel prostupu tepla stěnou trubky	50
7.8	Výpočet součinitele přestupu na straně chladícího média	50
7.9	Výpočet délky výměníku	53
7.9.1	Délka kondenzační části	53
7.9.2	Délka ochlazovací části	57
7.10	Výpočet tlakových ztrát	58
7.11	Drobné shrnutí	59
8	Změna parametrů	61
9	Závěr	65
	Seznam použitých zdrojů	67
	Seznam obrázků	68
	Seznam tabulek	69

Úvod

Ekologie, změna klimatu, životní prostředí, energetika, to jsou v dnešní uspěchané době velmi často skloňovaná témata. S přibývajícím počtem lidí a zvyšujícími se standardy jejich životů neúprosně roste i dopad našeho počínání na přírodu nejen kolem nás. V průběhu posledních dvou staletí se podstatná část lidstva vyšplhala až k pomyslnému vrcholu Maslowovy pyramidy, díky absenci nutnosti každodenního boje o život začínají lidé více vnímat svůj vliv na okolí. Každý, alespoň trochu uvědomělý, člověk si dnes určitě uvědomuje, že současným tempem brzy bude přinejmenším problematické pokrýt naši energetickou potřebu. Spalováním fosilních paliv se do ovzduší uvolňuje velké množství škodlivin a skleníkových plynů. Každý dnes pravděpodobně vnímá, že skleníkové plyny mají vysoký podíl na oteplování planety, méně lidí už si však uvědomuje, že i samotné uvolněné teplo přispívá značnou měrou k oteplování planety. Nejen odpadní teplo, prakticky veškerá uvolněná energie je v konečném důsledku přeměněna v teplo uvolněné do atmosféry. Vyčerpateľnost neobnovitelných zdrojů netřeba rozebírat.

Možnými způsoby odlehčení zátěže, jež klademe planetě na bedra, by bylo bezesporu snížení potřeby energie či zefektivnění jejího využívání. Proces spalování provází lidstvo od nepaměti a pravděpodobně jej bude doprovázet až do jeho zániku, nabízí se tedy zdokonalování tohoto procesu. Největší ztrátou při tomto ději je ztráta komínová, jejíž redukce vede k zefektivnění přeměny energie.

Spalováním paliv s obsahem vodíku či s vodou vázanou rovnou v palivu vznikají spaliny obsahující vodní páru. Právě latentní teplo vody je důvodem pro využívání spalinových kondenzátorů. Kondenzací vodní páry a vyšším ochlazením spalin dochází k upotřebení jinak nevyužité energie a k snížení komínové ztráty.

Mezi paliva, při jejichž spalování vznikají spaliny obsahující nezanedbatelné množství vodní páry, patří například biomasa a zemní plyn. Takovou biomasou může být kupříkladu dřevní štěpka.

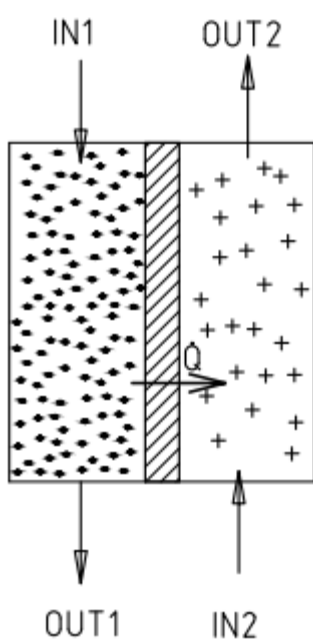
Cílem této práce je tedy návrh spalinového kondenzátoru za kotel na dřevní štěpku o výkonu 200kW. V první, teoretické, části je pozornost věnována samotné kondenzaci par. Dále jsou představeny vztahy a postupy pro výpočet výměníku. V druhé části budou tyto poznatky využity pro konkrétní výpočet a návrh výměníku. Poslední kapitola je věnována změnám při změně vstupních parametrů.

1 Výměníky tepla

Jedná se o zařízení sloužící k výměně energie mezi dvěma nosiči. Jak praví základní termodynamické poučky, teplo přechází z teplejšího (ochlazovaného) média do média studenějšího (ohřívaného). Dle pracovního pochodu jsou rozlišovány 4 základní typy výměníku [1].

1.1 Rekuperační

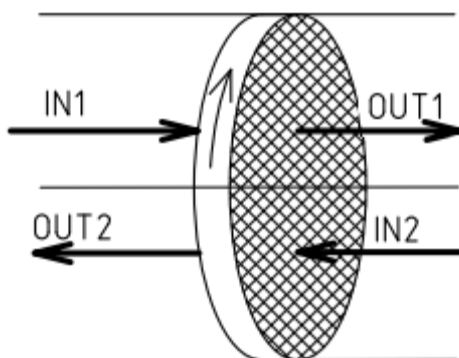
Všechny tekutiny, většinou dvě, účastníci se tepelné výměny jsou od sebe odděleny nepropustnou stěnou výměníku, nedochází tedy k jejich vzájemnému kontaktu, nedojde-li ovšem k poruše. K přenosu tepla dochází kombinací kondukce, konvekce a radiace. Význam jednotlivých typů přenosu tepla je závislý na aplikaci výměníku. Jedná se o nejčastěji používaný typ výměníku, jsou jimi například radiátor, chladič automobilu, výparník klimatizace, parogenerátor v jaderné elektrárně či šotový přehřívák.



Obr. 1.1 Rekuperační výměník; upraveno [1]

1.2 Regenerační

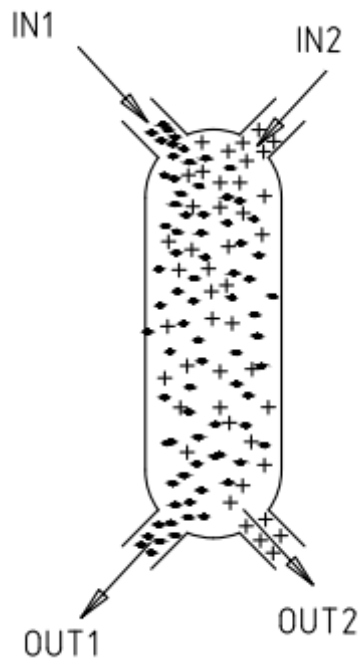
Obě média střídavě protékají teplonosnou maticí, jejímž úkolem je akumulace. Nejprve ochlazované médium předává matici energii, posléze maticí proudí ohřívané médium, jež matici ochladí a samo se ohřeje. Následně se cyklus opakuje.



Obr. 1.2 Regenerační výměník; upraveno [1]

1.3 Kontaktní

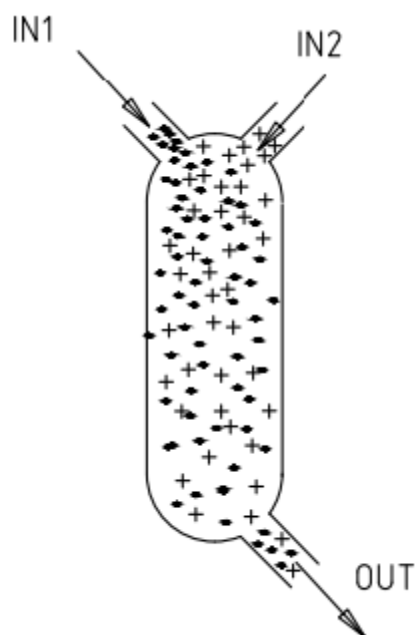
Teplé a studené médium jsou odlišných fází. Po vzájemném kontaktu obou médií a předání tepla jsou od sebe média opět oddělena. Teplosměnná plocha je zde dána povrchem částic pevné fáze.



Obr. 1.3 Kontaktní výměník; upraveno [1]

1.4 Směšovací

Tento typ výměníku nemá teplosměnné plochy, ohřívané i ochlazované médium přichází do přímého styku a vytváří homogenní směs.



Obr. 1.4 Směšovací výměník; upraveno [1]

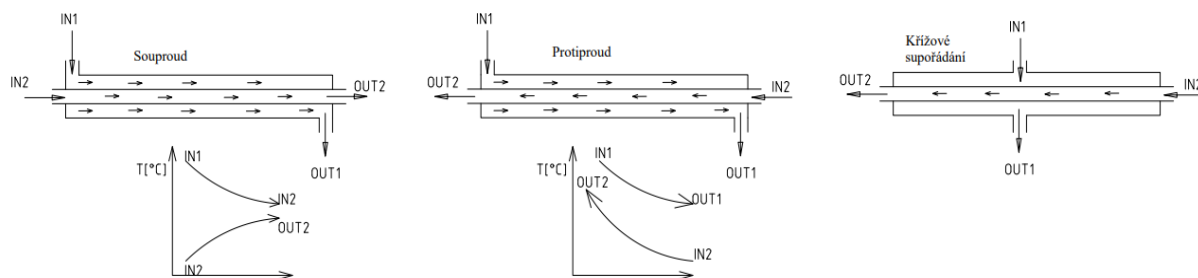
1.5 Aplikace

Podle účelu a aplikace se rozlišují [1]:

- **Ohříváky** – Ohřívání média zvyšuje svoji teplotu, avšak nedochází ke změně fáze.
- **Chladiče** – Ochlazování média snižuje svoji teplotu bez změny fáze.
- **Výparníky a odparky** – Ohřev média a následná změna fáze – výpar.
- **Kondenzátory** – Teplejší plynné médium se ochlazuje a následně kondenzuje.
- **Přehříváky a přihříváky** – Zvyšování teploty syté nebo přehřáté páry.
- **Sušárny** – Přísunem tepla se dosahuje snížení vlhkosti látky v pevné fázi.
- **Další**

Dle vzájemného uspořádání a směru proudění teplotonosných médií se rozlišují výměníky následovně:

- **Souproudé** – Směr ohřívání média je rovnoběžný se směrem ochlazování média.
- **Protiproudé** – Proudění médií jsou rovnoběžné ale opačné.
- **Křížové** – Osy proudění jsou na sebe kolmé.
- **Vícenásobné souproudé, protiproudé, křížové**
- **S kombinovaným prouděním**



Obr. 1.5 Uspořádání proudů včetně průběhu teplot; přepracováno [1]

Tato kapitola stručně představuje základní typy výměníků. Po jejím přečtení by nemělo být problém zorientovat se v typech výměníků a popřípadě nějaký zvolený výměník zařadit do odpovídající skupiny.

2 Kondenzace

Jedná se o děj opačný k varu. Kondenzace začíná ve chvíli, kdy plynná fáze látky přijde do kontaktu s povrchem, jehož teplota je nižší než saturační teplota dané látky při daném tlaku. Zprvu dochází k ochlazení plynného média na saturační teplotu, souběžně s tím plyn odevzdává chladnějšímu povrchu své citelné teplo. Ve chvíli, kdy teplota plynu poklesne na saturační teplotu, započne děj kondenzace. Během samotné kondenzace pak dochází k odevzdání latentního tepla kondenzující látky a kondenzaci plynné fáze na fázi kapalnou. Takto vzniklý kondenzát lze dále podchladiť kontaktem se studeným povrchem, což vede k zvýšení kondenzace na povrchu nebo na dříve vzniklém kondenzátu. Jsou rozlišovány dva základní typy kondenzace [2].

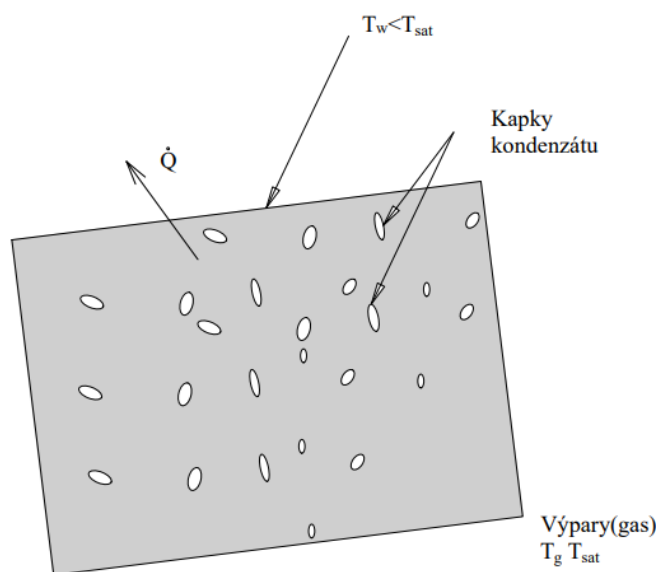
2.1 Kapková kondenzace

Výpary, které přijdou do kontaktu s chladnějším povrchem, kondenzují do malých kapiček různých velikostí a následně vlivem gravitace stékají směrem dolů. Vlivem nižší potřebné nukleační energie v důlcích, prasklinách, škrábancích, hrubších místech vznikají

první kapky primárně v těchto místech. Takto vzniklé kapičky rostou na velikosti a ve chvíli, kdy gravitační síla převyší povrchové napětí, dojde k jejich odtržení od povrchu a kapka stéká ve směru gravitace. Po cestě s sebou strhává ostatní kapky a zanechává po nich prázdné místo, kde dochází k tvorbě nových kapiček, čímž se děj opakuje [2].

Během tohoto typu kondenzace je velká část povrchu vystavena přímo výparům, je proto dosahováno vyšších součinitelů přestupu tepla na straně páry než v případě blánové kondenzace. Součinitel přestupu tepla může dosahovat až hodnoty kolem 750 kW/m^2 [2].

Kapková kondenzace v je praxi těžko aplikovatelná, neboť si žádá speciálních úprav povrchů. Tyto úpravy jsou buď velmi nákladné anebo pouze dočasné. Z toho důvodu se v praxi počítá hlavně s kondenzací blánovou.

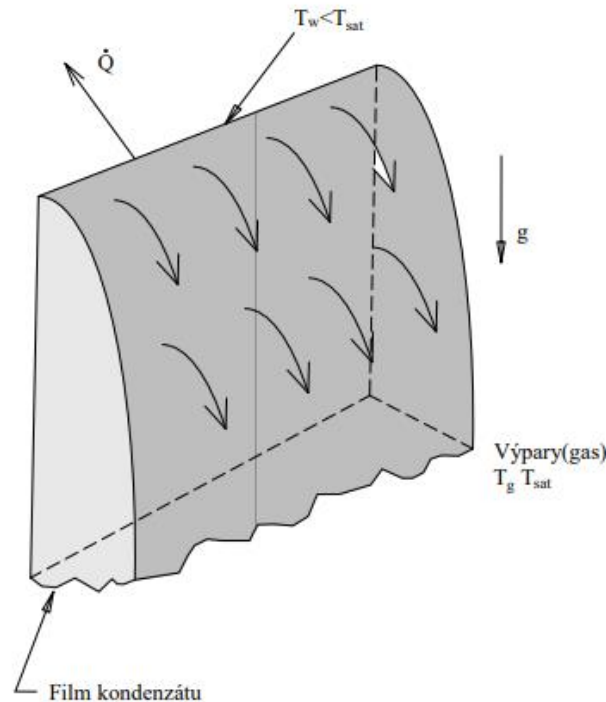


Obr. 2.1 Kapková kondenzace; upraveno [2]

2.2 Filmová (blánová) kondenzace čisté páry

Je-li kondenzát na teplosměnné ploše smáčivý, začíná se z něj tvořit tekutý film, podle něhož je tento proces pojmenován. Teplo z výparů nyní oproti kapkové kondenzaci musí projít navíc filmem kondenzátu, který tvoří další termální odpor a tím zmenšuje intenzitu prostupu tepla. Kapalina teče směrem dolů ve směru gravitace a její vrstva se neustále zvětšuje vlivem nově vzniklého kondenzátu. Se zvětšující se vrstvou filmu klesá součinitel prostupu tepla až do doby, kdy dojde k přechodu z laminárního proudění do proudění turbulentního [2].

Přestup tepla z výparů do filmu kondenzátu probíhá konvekcí a následný prostup tepla filmem je řízen kondukcí. Kombinace dvou typů přenosu tepla významně snižuje intenzitu přestupu tepla v porovnání s kapkovou kondenzací. Intenzita přestupu tepla u filmové kondenzace bývá 5 – 10x nižší než v případě kondenzace kapkové [2].



Obr. 2.2 Blánová (filmová) kondenzace; upraveno [2]

Aby bylo možné určit intenzitu kondenzace, je nutné určit střední součinitel přestupu tepla $\bar{\alpha}_F$ v kondenzátu. Nusselt, jež odvodil následující rovnice, předpokládal, že proudění vrstvy kondenzátu je laminární, že fyzikální veličiny kondenzátu se nemění s teplotou a že teplo ve vrstvě kondenzátu se šíří pouze kondukcí. Zanedbavši pokles teploty na fázovém rozhraní definoval Nusselt teplotní spád ve vrstvě jako rozdíl T_{sat} a T_w . Na základě těchto předpokladů byly určeny následující rovnice, (2.1) popisuje kondenzaci na vertikální stěně, (2.2) na horizontálně orientované trubce [3].

$$\bar{\alpha}_F = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha_x dx = 0,943 \left[\frac{g(\rho_f - \rho_g) l_t \lambda^3}{\nu L (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.1)$$

$$\bar{\alpha}_F = \frac{1}{L} \int_0^L \alpha_x dx = 0,724 \left[\frac{g(\rho_f - \rho_g) l_t \lambda^3}{\nu D (T_{sat} - T_w)} \right]^{1/4} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (2.2)$$

- Kde: L je výška stěny [m]
 g - gravitační zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]
 ρ_F - hustota kondenzátu (filmu) [$kg \cdot m^{-3}$]
 ρ_g - hustota plynu [$kg \cdot m^{-3}$]
 l_t - latentní teplo [$J \cdot kg^{-1}$]
 λ - součinitel tepelné vodivosti kondenzátu [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

- ν - kinetická viskozita kondenzátu [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
 D - vnější průměr trubky [m^2]
 T_{sat} - teplota saturace [$^{\circ}\text{C}$]
 T_w - teplota stěny¹ [$^{\circ}\text{C}$]

Z výše uvedených rovnic lze pozorovat, že na intenzitu přenosu tepla při blánové kondenzaci mají zásadní vliv vlastnosti vody, gravitační zrychlení a geometrie plochy. Výkon přenesený do chladicího média lze vyjádřit následovně.

$$\dot{Q}_{chl} = k' \cdot S \cdot dT \quad [\text{W}] \quad (2.3)$$

- Kde: k' je součinitel přestupu tepla z kondenzátu do chladiva [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 S - velikost teplosměnné plochy [m^2]
 dT - střední teplotní diference [K]
 \dot{Q}_{chl} - výkon přenesený do chladicího média [W]

Celkový součinitel přestupu tepla k' lze pak určit následujících vztahem.

$$k' = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_C} + \frac{s}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_F}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.4)$$

- Kde: k' je součinitel přestupu tepla z kondenzátu do chladiva [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 α_C - součinitel přestupu tepla na straně chladiva [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 α_F - součinitel přestupu tepla vrstvou kondenzátu [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 λ_w - součinitel tepelné vodivosti materiálu stěny [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 s - tloušťka stěny [m]

2.2.1 Vliv proudění páry

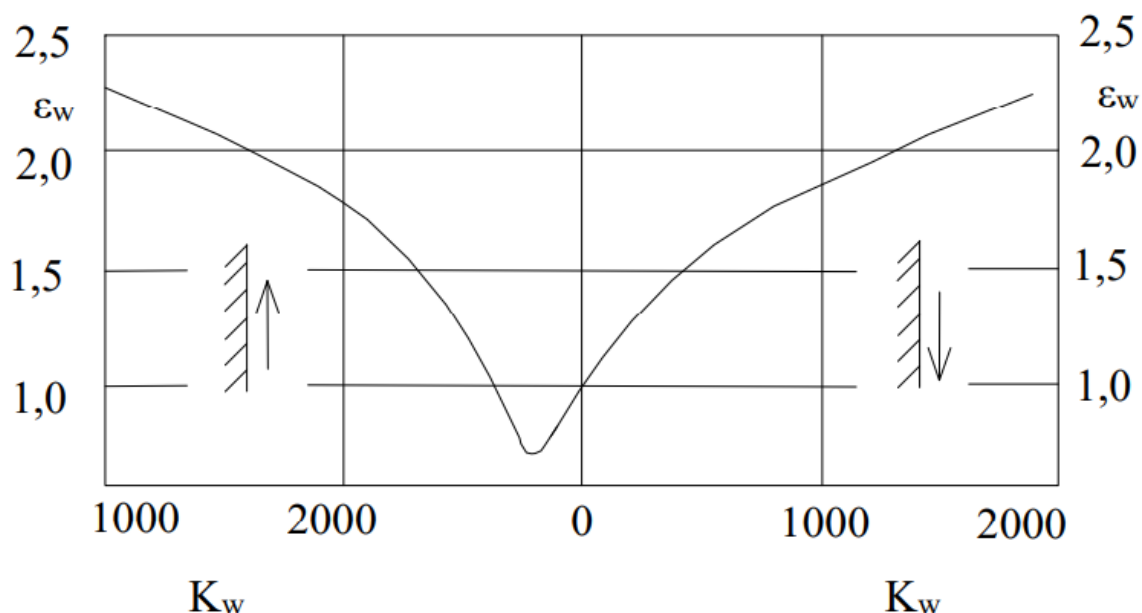
Při nenulové rychlosti páry dochází ke zvlnění povrchu filmu, což má za následek zvětšení jeho povrchu. To vede k intenzifikaci přestupu tepla na straně páry. Součinitel přestupu tepla lze korigovat dle následujícího vztahu [4].

$$\varepsilon_w = \frac{\alpha_F^*}{\alpha_F} \quad [-] \quad (2.5)$$

- Kde: α_F^* je korigovaný součinitel tepla na straně páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 α_F - nekorigovaný součinitel přestupu tepla na straně páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 ε_w - korekční součinitel [-]

¹ Index w-wall

Korekční součinitel ε_w lze vyčíst z následujícího grafu zhotoveného dle literatury [4].



Obr. 2.3 Graf závislosti součinitele ε_w na parametru K_w a na směru rychlosti páry

Bezrozměrný parametr blánové kondenzace K_w lze vypočítat dle následující rovnice [4].

$$K_w = \frac{\rho_g c_g^2 \alpha_F}{g \rho_f \lambda_l} \quad [-] \quad (2.6)$$

- Kde: c_g je rychlost proudění páry [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 α_F - součinitel přestupu na straně páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 ρ_g - hustota páry [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
 g - gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
 ρ_f - hustota kondenzátu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
 λ_l - součinitel tepelné vodivosti filmu [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

2.2.2 Filmová kondenzace vodní páry za přítomnosti interního plynu

Za přítomnosti i již malého množství inertních plynů ve vodní páře výrazně klesá součinitel přestupu tepla na straně páry. Je-li objem inertních plynů ve směsi přibližně do 5 %, lze součinitel vypočítat obdobně jako v případě kondenzace bez přítomnosti interního plynu za použití opravného koeficientu σ , jež lze určit z následující rovnice [4].

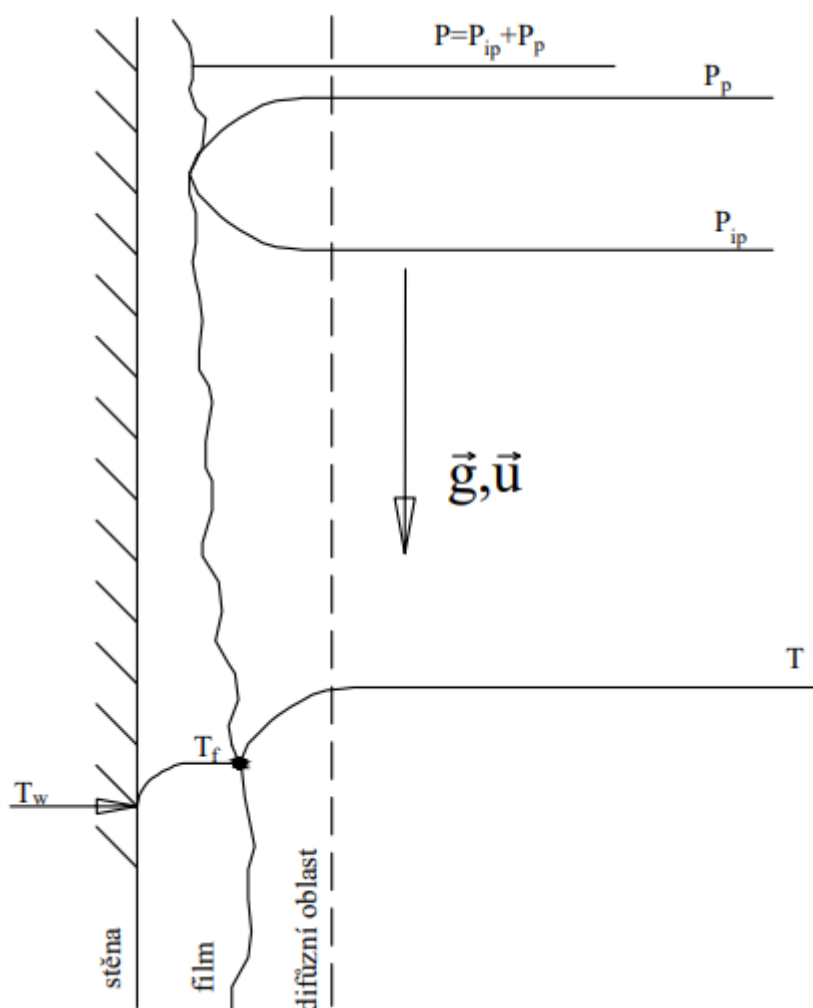
$$\sigma = \frac{\alpha'}{\alpha} \quad [-] \quad (2.7)$$

- Kde: σ je korekční koeficient [-]
 α' - korigovaná součinitel přestupu tepla na straně páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 α - nekorigovaný součinitel přestupu tepla na straně páry [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

Koeficient σ je možné v případě potřeby určit z grafu v literatuře [4] na straně 421.

2.3 Filmová kondenzace vodní páry v inertním plynu

Při vyšší koncentracích nekondenzujících plynů je jejich vliv na kondenzaci páry tak značný, že již není možné spoléhat se na rovnice pro kondenzaci čisté vodní páry a korekční součinitel. Při zkondenzování páry poblíž stěny se vytvoří film. Tím dojde k snížení koncentrace a parciálního tlaku vodní páry na rozhraní filmu a paroplynové směsi. Naopak koncentrace a parciální tlak nekondenzujících plynů vzrostou. Proto, aby mohla zkondenzovat další vodní pára, musí překonat odpor způsobený vrstvou nekondenzujících plynů. V této o páru ochuzené, o nekondenzující plyny obohacené, oblasti dochází ještě k zvýšení teploty rosného bodu. Snižuje se přenos latentního tepla a roste přenos tepla citelného, u něhož je součinitel přestupu tepla značně nižší. Průběhy teplot a tlaků jsou znázorněny na následujícím obrázku [5].

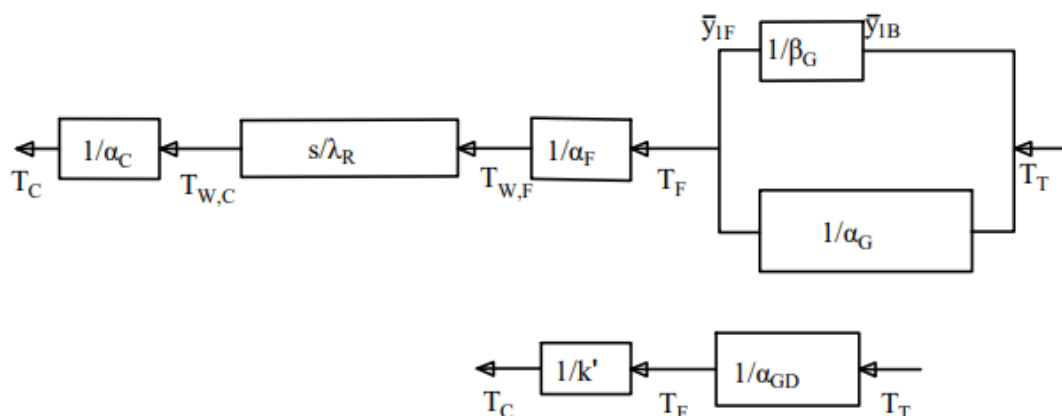


Obr. 2.4 Průběhy parciálních tlaků páry a inertních plynů; přepracováno [5]

Výpočet přestupu tepla při kondenzaci páry za přítomnosti nekondenzujících plynů je obecně netriviální záležitostí. Teoretických variant uspořádání kondenzačního výměníku je několik. Kombinace obtížnosti výpočtu a špatné dostupnosti literatury vede k volbě vertikálního svazkového výměníku se spaliny uvnitř trubek. Následující rovnice, postupy a metody odpovídají již výše zmíněnému typu výměníku.

3 Přestup tepla při filmové kondenzaci v inertním plynu ve vertikálním svazkovém výměníku

Pro učení teplosměnné plochy výměníku a jeho výkonu je nejprve nutné určit celkový součinitel prostupu tepla, který je složen z jednotlivých součinitelů přestupu tepla, které lze pomocí jejich obrácené hodnoty zapsat jako tepelné odpory. Jednotlivé tepelné odpory, které mají vliv na kondenzaci ve výměníku, jsou zobrazeny na následujícím schématu.



Obr. 3.1 Schéma tepelných odporů; přepracováno [5]

- Kde: T_C je teplota chladicího média [K]
 $T_{C,W}$ - teplota stěny na straně chladicího média [K]
 s - tloušťka stěny [m]
 λ_R - měrná tepelná vodivost materiálu [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
 $T_{F,W}$ - teplota stěny na straně filmu [K]
 T_F - teplota filmu [K]
 T_T - teplota rosného bodu [K]
 α_C - součinitel přestupu tepla na straně chladicího média [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
 α_F - součinitel přestupu tepla ve filmu [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
 α_G - součinitel přestupu tepla v paroplynové směsi [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
 β_G - koeficient přenosu hmoty [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
 \tilde{y}_{1F} - molární koncentrace páry na okraji filmu [-]
 \tilde{y}_{1B} - molární koncentrace páry vprostřed proudu [-]
 α_{GD} - kombinovaný součinitel přestupu tepla a hmoty [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]

Z obrázku je patrné, že tepelné odpory chladicího média, stěny a filmu lze řadit sériově. Oproti kondenzaci čisté vodní páry je nyní nutné uvažovat i koeficient přenosu hmoty, který se taktéž podílí na tepelném odporu. Na straně paroplynové směsi jsou odpory řazeny paralelně. Součinitel prostupu tepla k' lze určit dle vztahu (2.4)[5].

3.1 Přestup tepla na straně chladícího média – vně trubek

Veškeré následující vztahy, definice a kroky v podkapitole 3.1 jsou čerpány z literatury [6].

Přestup tepla v mezitrubkovém prostoru trubkového výměníku tepla se děje výhradně nucenou konvekcí a je obvykle vyjádřen pomocí bezrozměrných podobnostních kritérií. V nejobecnější podobě má tato rovnice následující tvar.

$$Nu = f(Re, Pr, \gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n) \quad [-] \quad (3.1)$$

Kde: Nu je Nusseltovo číslo [-]
 Re - Reynoldsovo číslo [-]
 Pr - Prandltovo číslo [-]
 γ_i - i-tý korekční faktor [-]

Nusseltovo číslo vyjadřuje podobnost sdílení tepla konvekcí a kondukcí v mezní vrstvě tekutiny. Prandltovo číslo vyjadřuje fyzikální podobnost tekutin při sdílení tepla. Reynoldsovo číslo popisuje poměr setrvačných a viskózních sil v tekutině. Jednotlivá bezrozměrná čísla se určí dle následujících vztahů.

$$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad [-] \quad (3.2)$$

Kde: α je součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
 L - charakteristický rozměr [m]
 λ - měrná tepelná vodivost [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$$Re = \frac{u L}{\nu} \quad [-] \quad (3.3)$$

Kde: u je rychlost proudu tekutiny [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
 L - charakteristický rozměr [m]
 ν - kinematická viskozita [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad [-] \quad (3.4)$$

Kde: c_p je měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 μ - dynamická viskozita [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$]
 λ - měrná tepelná vodivost [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Pro mezitrubkový prostor je charakteristickým rozměrem délka proudnice, pro niž platí vztah:

$$L = \frac{\pi d}{2} \quad [m] \quad (3.5)$$

Kde: d je vnější průměr trubek [m]

Rychlost proudu u v případě mezitrubkového prostoru vyplývá z rovnice kontinuity.

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho S_N \psi} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (3.6)$$

Kde: \dot{m} je hmotnostní průtok [$kg \cdot s^{-1}$]

ρ - hustota chladícího média [$kg \cdot m^{-3}$]

S_N - velikost nezaplňného průřezu mezi přepážkami [m^2]

ψ - mezerovitost trubkového svazku [-]

Velikost volného nezaplňného průřezu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku je dána vztahem:

$$S_N = (t_p - s_p)D \quad [m^2] \quad (3.7)$$

Kde: t_p je rozteč přepážek [m]

s_p - tloušťka přepážky [m]

D - vnitřní průměr pláště výměníku [m]

Pokud není uvedeno jinak, jsou všechny termofyzikální vlastnosti určovány při střední teplotě proudu v mezitrubkovém prostoru.

$$\bar{T} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad [K] \quad (3.8)$$

Kde: \bar{T} je střední teplota proudu [K]

T_{in} - teplota na vstupu [K]

T_{out} - teplota na výstupu [K]

V některých vztazích je využívána střední teplota na stěně trubky $\bar{T}_{C,W}$ v mezitrubkovém prostoru dle následujícího vztahu.

$$\dot{Q} = A\bar{K}(\bar{T}_{C,W} - \bar{T}) \quad (3.9)$$

Kde: \dot{Q} je výkon výměníku [W]

\bar{K} - průměrný celkový součinitel prostupu tepla ve výměníku [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

$\bar{T}_{C,W}$ - teplota chladícího média na stěně trubky [K]

\bar{T} - střední teplota proudu chladícího média [K]

Uspořádání trubek má vliv na intenzitu přestupu tepla a také na případnou následnou údržbu výměníku. V případě přesazeného uspořádání trubek je vyšší součinitel přestupu tepla, avšak případné čištění mezitrubkového prostoru je značně obtížnější než v při uspořádání trubek za sebou, které má zase menší intenzitu přestupu tepla. Rozdílná intenzita přestupu tepla se odvíjí od úrovně turbulence proudění. S rostoucí turbulencí roste intenzita přestupu tepla a tlaková ztráta.

Mezerovitost trubkového svazku ψ , jež vystupuje v rovnici (3.6) lze určit z následujících vztahů.

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4x_6} \quad [-] \quad \text{pro} \quad x_7 \geq 1 \quad (3.10)$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4x_6x_7} \quad [-] \quad \text{pro} \quad x_7 < 1 \quad (3.11)$$

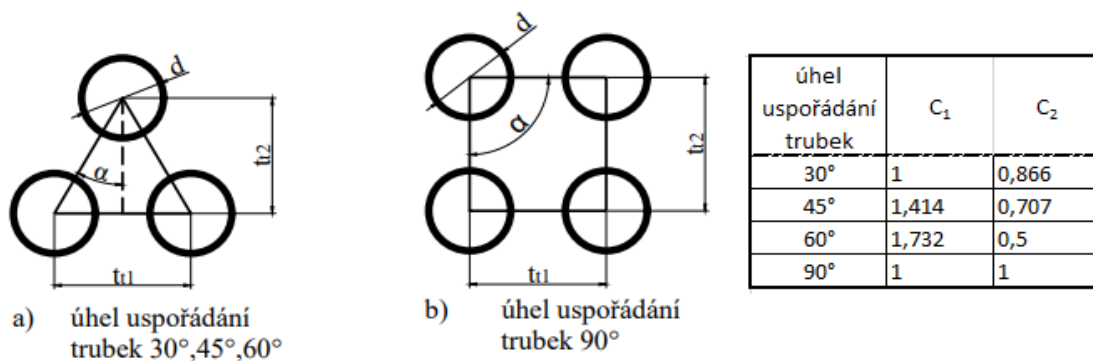
Pro x_6 a x_7 platí vztahy:

$$x_6 = \frac{c_1 t_t}{d} = \frac{t_{t1}}{d} \quad [-] \quad (3.12)$$

$$x_7 = \frac{c_2 t_t}{d} = \frac{t_{t2}}{d} \quad [-] \quad (3.13)$$

Kde: t_{t1} a t_{t2} jsou příčná a podélná rozteč s ohledem na směr proudu [-]

Údaje pro výpočet x_6 a x_7 jsou na následujícím obrázku:



Obr. 3.2 uspořádání trubek; upraveno [6]

Nusseltovo kritérium v mezitrubkovém prostoru výměníku se segmentovými přepážkami se spočte dle následujícího vztahu.

$$Nu_{id} = \left(0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right) y_2 y_3 y_4 \quad [-] \quad (3.14)$$

Kde: Nu_{id} je ideální Nusseltovo číslo [-]

Nu_{lam} - Nusseltovo číslo pro laminární část proudění [-]

Nu_{turb} - Nusseltovo číslo pro turbulentní část proudění [-]

y_{2-4} - korekční faktory [-]

Jednotlivá Nusseltova čísla lze spočítat za pomoci dříve zmíněných bezrozměrných podobnostních kritérií dosazených do následujících vztahů.

$$Nu_{lam} = 0,664\sqrt{Re^3\sqrt{Pr}} \quad [-] \quad (3.15)$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443Re^{-0,1}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad [-] \quad (3.16)$$

Korekční faktor y_2 **zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě** včetně vlivu směru tepelného toku a platí:

$$y_2 = \sqrt[4]{\frac{Pr}{Pr_{c,W}}} \quad [-] \quad (3.17)$$

Kde: $Pr_{c,W}$ je Prandltovo číslo pro kapalinu o teplotě u stěny trubky [-]

y_3 zohledňuje **převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek** a vypočte se následovně:

a) pro úhel uspořádání trubek 90°

$$y_3 = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \frac{\frac{x_7}{x_6} - 0,3}{(\frac{x_7}{x_6} + 0,7)^2} \quad [-] \quad (3.18)$$

b) pro úhel uspořádání $30^\circ, 45^\circ$ a 60°

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3x_7} \quad [-] \quad (3.19)$$

Hodnoty x_6, x_7, ψ jsou dány vztahy (3.10) až (3.13)

y_4 zohledňuje **nepříznivý tvar teplotního profilu v proudě pracovní látky při laminárním proudění** a má následující tvar:

a) pro $Re \leq 20$

$$y_4 = \frac{1,51}{n_{rc}^{0,18}} = y_4 \quad [-] \quad (3.20)$$

b) pro $Re \in (20; 100)$

$$y_4 = y_4 + \frac{20 - Re}{80}(y_4 - 1) \quad [-] \quad (3.21)$$

c) $Re > 100$

$$y_4 = 1 \quad [-] \quad (3.22)$$

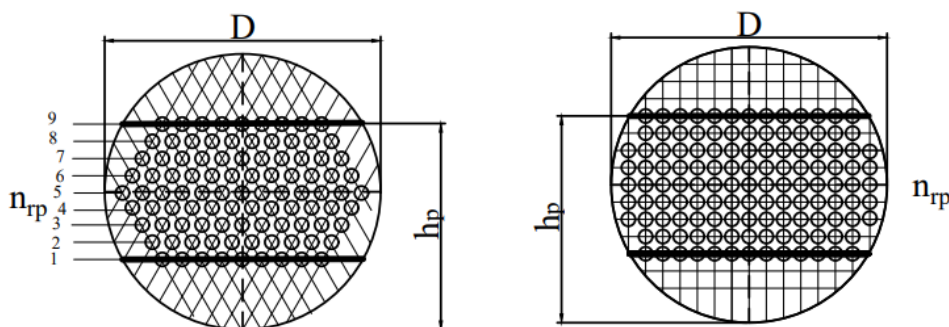
Počet činných řad n_{rc} je dán vztahem:

$$n_{rc} = n_{rp}(n_p - 1) \quad [-] \quad (3.23)$$

n_{rp} je počet příčně obtékaných řad trubek mezi hranami seříznutí přepážek a n_p je počet přepážek, viz Obr. 3.3.

$$n_{rp} = \frac{2h_p - D}{x_7 d} \quad [-] \quad (3.24)$$

Kde h_p je výška přepážky [m]
 D - vnitřní průměr pláště výměníku [m]



a) úhel uspořádání trubek 30°, 45°, 60°

b) úhel uspořádání trubek 90°

Obr. 3.3 uspořádání trubek ve výměníku; upraveno [6]

y_5 zohledňuje **podíl podélně obtékaných trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek** a má následující tvar.

$$y_5 = 1 - x_8 + 0,524x_8^{0,32} \quad [-] \quad (3.25)$$

Kde x_8 lze určit dle následujícího vztahu.

$$x_8 = \frac{n_{tv}}{n_t} \quad [-] \quad (3.26)$$

Kde: n_t je celkový počet trubek [-]
 n_{tv} - počet trubek ve výřezu přepážky [-]

Počet trubek ve výřezu n_{tv} a počet trubek n_t se určí z nákresu či následujících vztahů.

$$n_t = \frac{\pi(D_s - d_2)^2}{4t_t^2 c_1} \quad [-] \quad (3.27)$$

$$n_{tv} = \frac{(D_s - d_2)^2}{8t_t^2 c_1} \cdot \left(\phi_{vs} \frac{\pi}{180} - \sin \phi_{vs} \right) \quad [-] \quad (3.28)$$

Kde: D_s je průměr svazku trubek [m]
 d_2 - vnější průměr trubek [m]
 ϕ_{vs} - úhel výřezu svazku [m]

Pro úhel uspořádání trubek 30° je c_1 rovno 0,866. V případě uspořádání trubek 45° , 60° a 90° $c_1 = 1$. Uvedené vztahy pro výpočet korekčního faktoru y_5 platí za předpokladu, že platí následující vztahy.

$$\frac{t_p}{D_1} \in \langle 0,2; 1 \rangle \quad a \quad x_8 \leq 0,8 \quad (3.29)$$

Korekční součinitel y_6 zohledňuje **vliv zkratových proudů** mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách. Určit jej lze dle následujícího vztahu.

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}}\right) \exp\left(-1,5 \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2Z}}\right) \quad [-] \quad (3.30)$$

Přičemž průtočný průřez v přepážce, tj. mezi trubkami svazku a otvory v přepážce se spočte následovně.

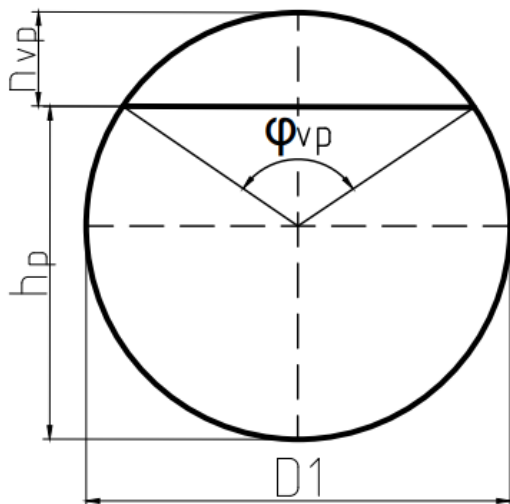
$$S_{tp} = \left(n_t - \frac{n_{tv}}{2}\right) \frac{\pi(d_{2p}^2 - d_2^2)}{4} \quad [m^2] \quad (3.31)$$

Kde d_{2p} je průměr otvoru v přepážce.

Pro průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm platí:

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_p^2) \frac{360 - \varphi_{VP}}{360} \quad [m^2] \quad (3.32)$$

Kde D_p je průměr přepážky a úhel výseče φ_{VP} je zřejmý Obr. 3.4.



$$\begin{aligned} \cos(\varphi_{VP}/2) &= 1 - h_{VP}/D_1 \\ h_{VP} &= D_1 - h_p \\ \varphi_{VP} &= 2 \arccos(2(h_p/D_1) - 1) \end{aligned}$$

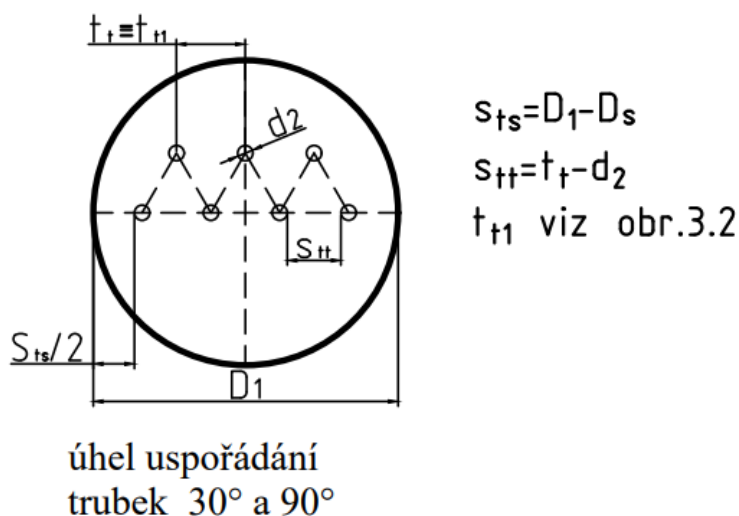
Obr. 3.4 úhel φ_{VP} ; upraveno [6]

S_{2Z} je průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku (viz Obr. 3.5) a lze jej určit ze vztahu

$$S_{2Z} = \left(s_{ts} + \sum s_{tt}\right) (t_p - s_p) \quad [m^2], \quad (3.33)$$

přičemž

$$\sum s_{tt} = \frac{D_s - d_2}{t_{t1}} s_{tt} \quad [-] \quad (3.34)$$



Obr. 3.5 upraveno [6]

Kde: D_s je průměr svazku trubek ve výměníku [m]

Součinitel y_7 zohledňuje **vliv obtokových proudů** mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku a má tvar.

$$y_7 = \exp \left[-c_1 \frac{S_{ss}}{S_{2z}} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2n_{pT}}{n_{rp}}} \right) \right] \quad [-] \quad (3.35)$$

Kde: n_{pT} je počet párů těsnících lišt [-]

S_{ss} - průřezový průřez obtokového proudu mezi jednou roztečí přepážek [m²]

Průřezový průřez S_{ss} je dán vztahem

$$S_{ss} = (D_1 - D_s - s_{tt})(t_p - s_p) \quad [m^2]. \quad (3.36)$$

Uvedené vztahy platí za předpokladu

$$\frac{S_{ss}}{S_{2z}} \leq 0,5. \quad (3.37)$$

Pro konstantu c_1 platí

$$\begin{aligned} c_1 &= 1,5 \text{ pro } Re < 100, \\ c_1 &= 1,35 \text{ pro } Re \geq 100. \end{aligned} \quad (3.38)$$

V případě platnosti vztahů (3.39) a (3.40) platí rovnost $y_7 = 1$.

$$n_{pT} \geq \frac{n_{rp}}{2} \quad (3.39)$$

$$s_{tt} \geq (D_1 - D_s) \quad (3.40)$$

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

$$y_8 = \frac{(n_p - 1) + 2\left(\frac{l_{tn}}{2t_p}\right)^{1-a}}{(n_p - 1) + \frac{l_{tn}}{t_p}} \quad [-], \quad (3.41)$$

kde

$$\begin{aligned} a &= 0,33 \text{ pro } Re \leq 100, \\ a &= 0,60 \text{ pro } Re > 100 \end{aligned} \quad (3.42)$$

a l_{tn} je délka neopřepážkované části v metrech.

Nusseltovo kritérium v mezitrubkovém prostoru výměníku se segmentovými přepážkami se spočte dle následujícího vztahu

$$Nu = Nu_{id} y_5 y_6 y_7 y_8 = \left(0,3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2}\right) y_2 y_3 y_4 y_5 y_6 y_7 y_8 \quad [-]. \quad (3.43)$$

3.2 Prostup tepla stěnou trubky

Jedná se asi o nejjednodušší část výpočtu v rámci výměníku, tepelný odpor stěny trubky se vypočte dle následujícího vztahu. Je zřejmé, že odpor je závislý na tloušťce stěny trubky a na jejím materiálu.

$$k_{tube} = \frac{2\pi\lambda_{tube}}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (3.44)$$

Kde: k_{tube} součinitel prostupu tepla stěnou [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

$d_{2,1}$ jsou vnější a vnitřní průměr trubky [m]

λ_{tube} - tepelná vodivost materiálu [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

3.3 Přestup tepla filmem kondenzátu – uvnitř trubek

Součinitel přestupu tepla, respektive tepelný odpor kondenzátu, se dle rovnice (3.2) určuje z Nusseltova čísla. Následující vztah pro výpočet Nusseltova kritéria a všechny ostatní vztahy definované pro kondenzaci ve vertikální trubce pochází z literatury [5]. Nebudou již proto tyto vztahy jednotlivě explicitně ocitovány.

Tepelný odpor filmu kondenzátu se spočte následovně.

$$\alpha_F = \frac{Nu_F \lambda_F}{L} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (3.45)$$

Kde: α_F - součinitel přestupu tepla filmem kondenzátu [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Nu_F - Nusseltovo číslo pro film kondenzátu [-]

λ_F - součinitel tepelné vodivosti filmu [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

L - charakteristický rozměr [m]

Charakteristický rozměr pro tento případ definován následovně.

$$L = \left(\frac{\mu_F^2}{\rho_F^2 g} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [m] \quad (3.46)$$

Kde: μ_F je dynamická viskozita filmu [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$]

ρ_F - hustota filmu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

g - gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Střední hodnota Nusseltova čísla se určí dle následujícího vztahu.

$$Nu_f = \sqrt[1,2]{(f_{well} Nu_{F,l})^{1,2} + (Nu_{F,t})^{1,2}} f_\mu \quad [-] \quad (3.47)$$

Kde: $Nu_{F,l}$ je střední hodnota Nusseltova čísla pro laminární proudění [-]

$Nu_{F,t}$ - střední hodnota Nusseltova čísla pro turbulentní proudění [-]

f_{well} - korekční součinitel zvlnění povrchu [-]

f_μ - korekční součinitel změny viskozity ve filmu [-]

Vlivem pohybu filmu dochází k jeho vlnění, tento jev je brán v potaz korekčním součinitelem f_{well} . Koeficient f_μ zohledňuje vliv rozdílných dynamických viskozit ve filmu na straně stěny a páry. f_μ má značný vliv při velkém teplotním gradientu, během intenzivní kondenzace a vysokých Prandltových čísel.

Střední hodnoty Nusseltových čísel pro laminární a turbulentní proudění, jež vystupují v rovnici (3.47) se určí dle následujících rovnic.

$$Nu_{F,l} = 0,925 \left(\frac{1 - \frac{\rho_G}{\rho_F}}{Re_{F,L}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [-] \quad (3.48)$$

$$Nu_{F,t} = \frac{0,02 Re_{F,L}^{\frac{7}{24}} Pr_F^{\frac{1}{3}}}{1 + 20,52 Re_{R,L}^{\frac{-3}{8}} Pr_F^{\frac{-1}{6}}} \quad [-] \quad (3.49)$$

Kde: ρ_g, ρ_F jsou hustoty paroplynové směsi a filmu [-]

$Re_{F,l}$ je Reynoldsovo číslo [-]

Pr_F - Prandltovo číslo pro stě. teplotu filmu viz (3.4) [-]

Reynoldsovo kritérium $Re_{F,l}$ je definováno následujícím vztahem.

$$Re_{F,l} = \frac{\dot{M}_{F,L}}{\pi d \mu_F} \quad [-] \quad (3.50)$$

Kde: d je vnitřní průměr trubky [m]

$\dot{M}_{F,L}$ - hmotnostní průtok kondenzátu na výstupu z kondenzátoru

μ_F - je dynamická viskozita filmu [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$]

Korekční součinitele vystupující ve vztahu (3.47) lze určit následujícími vztahy.

$$f_{well} = \begin{cases} 1 & \text{pro } Re_{F,L} < 1 \\ Re_{F,L}^{0,04} & \text{pro } Re_{F,L} \geq 1 \end{cases} \quad [-] \quad (3.51)$$

$$f_\mu = \left(\frac{\mu_{F,S}}{\mu_{F,W}} \right)^{0,25} \quad [-] \quad (3.52)$$

3.4 Přestup tepla v paroplynové směsi

Přestup tepla v trubkovém prostoru trubkového výměníku se děje výhradně nucenou konvekcí a obecně je rovněž vyjádřen rovnicí bezrozměrných podobnostních kritérií. V nejobecnější formě má tato rovnice tvar shodný s (3.1). Tento a všechny dále uvedené vztahy v této podkapitole jsou čerpány z [6], není-li explicitně uvedeno jinak, je zdrojem právě tato literatura.

Rychlost pracovní látky v trubce vyplývá z rovnice kontinuity a má následující tvar.

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho S} \quad [-] \quad (3.53)$$

Kde: u je rychlost pracovní látky [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

\dot{m} - hmotnostní průtok pracovní látky [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]

ρ - hustota pracovní látky [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

S - celkový průtočný průřez [m^2]

Celkový průtočný průřez trubkového prostoru je potom dán následujícím vztahem.

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \frac{n_t}{n_{tah}} \quad [\text{m}^2] \quad (3.54)$$

Kde: n_t je počet trubek tahu [-]

n_{tah} - počet tahů [-]

d - je vnitřní průměr trubky [m]

Není-li explicitně řečeno jinak, fyzikální hodnoty se určují rovněž při střední teplotě pracovní látky dle vztahu (3.8). V případě použití teploty u stěny \bar{T}_W , platí vztah (3.9).

Na základě hodnoty Reynoldsova čísla, které se spočte dle vztahu (3.3), se určí, jestli se jedná o turbulentní, laminární nebo přechodové proudění. Pro výpočet Nusseltových čísel platí následující vztahy:

a) laminární proudění ($Re \leq 2320$)

$$Nu_G = \left(\frac{0,19(Re Pr Y_1)^{0,8}}{1 + 0,117(Re Pr Y_1)^{0,467}} + 3,65 \right) \quad [-] \quad (3.55)$$

b) turbulentní a přechodové proudění ($Re > 2320$)

$$Nu_G = \frac{x_5(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\sqrt{x_5}\left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \left(1 + Y_1^{\frac{2}{3}}\right) \quad [-] \quad (3.56)$$

Kde:

$$x_5 = \frac{1}{8} (1,82 \log(Re) - 1,64)^{-2} \quad [-] \quad (3.57)$$

$$Y_1 = \frac{d}{l} \quad [-] \quad (3.58)$$

Součinitel přestupu tepla na straně páry se pak spočte dle následujícího vztahu.

$$\alpha_G = \frac{Nu_G \lambda_G}{d} \quad [K \cdot m \cdot W^{-1}] \quad (3.59)$$

3.5 Přestup hmoty v paroplynové směsi

Součinitel přestupu hmoty popisuje intenzitu přenosu hmoty mezi fázemi, méně či více mísitelnými směsmi. Pro výpočet součinitele přestupu β hmoty lze využít následující vztah [5].

$$\beta = \frac{Sh D_{kl}}{d} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (3.60)$$

Kde: Sh je Sherwoodovo kritérium [-]

d - charakteristický rozměr (průměr trubky) [m]

D_{kl} - difúzní koeficient [$m \cdot s^{-2}$]

Difúzní koeficient D_{kl} lze určit následovně [5]:

$$D_{kl} = \frac{0,00143 T^{1,75} \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2}\right)^{0,5}}{P_a \sqrt{2} \left(v_1^{\frac{1}{3}} + v_2^{\frac{1}{3}}\right)^2} \quad [cm^2 \cdot s^{-1}] \quad (3.61)$$

Kde: T je teplota směsi [K]

P_a - absolutní tlak směsi [bar]

M - molární hmotnost [$g \cdot mol^{-1}$]

v - difúzní objem [-]

Sherwoodovo číslo je analogií Nusseltova čísla pro případ přenosu hmoty. Jeho výpočet je shodný právě s výpočtem čísla Nusseltova. Stačí zaměnit Prandltovo číslo a kritérium Schmidtovo [5]. Na základě tohoto poznatku lze použít vztah z [3] pro výpočet Nusseltova čísla pro nucené proudění v kruhové trubce a zaměnit Pr za Sc . Potom platí:

$$Sh = 0,23 Re^{0,83} Sc^{\frac{1}{3}} \quad [-] \quad (3.62)$$

Kde pro Schmidtovo kritérium platí [VDI]:

$$Sh = \frac{\mu}{\rho D_{kl}} \quad [-] \quad (3.63)$$

Pomocí vztahů v této kapitole je možné určit jednotlivé součinitele přestupu tepla, což bývá často alfou a omegou výpočtu výměníku.

4 Velikost teplosměnné plochy

Teplota filmu kondenzátu T_F ležící mezi teplotou směsi T_G a teplotou chladiva T_C je závislá na rozložení odporu proti přenosu tepla a hmoty mezi směsí plynu, filmem a chladicí látkou. V mnoha případech lze vypočtením teplot filmu na vstupu a výstupu $T_{F,in}$ a $T_{F,out}$ určit, zda je celý proces kondenzace řízen přenosem tepla či hmoty. V tomto případě mohou být použity následující zjednodušené postupy pro určení plochy kondenzátoru [5].

4.1 Kondenzace řízená přenosem tepla

O kondenzaci řízené přenosem tepla lze rozhodnout na základě splnění podmínky dané následující rovnicí [5].

$$\left(\frac{k'}{\alpha_{GD}}\right)_{out} = \frac{(T_T - T_F)_{out}}{(T_F - T_C)_{out}} < 0,5 \quad [-] \quad (4.1)$$

Kde: T_T je teplota rosného bodu [K]

T_F - teplota filmu [K]

T_C - teplota chladicího média [K]

α_{GD} - redukovaný součinitel přestupu tepla v paroplynové směsi [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

Výše zmíněná podmínka je splněna v případě nízkého množství interního plynu, při vysokých rychlostech proudění a vysokých hodnotách součinitelů α_G a β_G . V takovém případě se velikost teplosměnné plochy spočte dle (2.3). Střední logaritmický spád se spočte z teploty filmu a chladicí kapaliny [5].

4.2 Kondenzace řízená přenosem hmoty

Se zvyšující se koncentrací inertního plynu v průběhu kondenzace se zvyšuje odpor proti přestupu hmoty. Proto musí být nejdříve určeno, zdali tento odpor je vysoký už od vstupu do kondenzátoru, zdali se jedná o kondenzaci řízenou přenosem hmoty [5].

$$\left(\frac{k'}{\alpha_{GD}}\right)_{in} = \frac{(T_T - T_F)_{in}}{(T_F - T_C)_{in}} > 2 \quad [-] \quad (4.2)$$

Po několika málo matematických úpravách a zjednodušeních lze minimální potřebnou plochu kondenzátoru, za úvahy měnící se teploty filmu po délce kondenzátoru, určit dle následujícího vztahu [5].

$$A_{min} = \frac{\dot{N}_{G2}}{n_G \beta_G \tilde{y}_{2F}} \left(\frac{\tilde{y}_{2F,out}}{\tilde{y}_{2B,in}} - \frac{\tilde{y}_{2F,out}}{\tilde{y}_{2B,out}} + \ln \frac{\frac{\tilde{y}_{2F,out}}{\tilde{y}_{2B,in}} - 1}{\frac{\tilde{y}_{2F,out}}{\tilde{y}_{2B,out}} - 1} \right) [m^2] \quad (4.3)$$

- Kde: A_{min} je minimální potřebná plocha kondenzátoru [m^2]
 n_G - molární hustota paroplynové směsi [$mol \cdot m^{-3}$]
 \dot{N}_{G2} - molární tok inertního plynu v plynné fázi, kde index G značí plyn, 2 značí inertní plyn [$mol \cdot s^{-1}$]
 β_G - součinitel přestupu hmoty v paroplynové směsi [$m \cdot s^{-1}$]
 \bar{y}_{2F} - průměrná molární koncentrace inertního plynu na okraji filmu [-]
 $\tilde{y}_{2F,out}$ - molární koncentrace inertního plynu na okraji filmu na výstupu z kondenzátoru [-]
 $\tilde{y}_{2B,in}$ - molární koncentrace inertního plynu ve středu proudu na vstupu do kondenzátoru [-]
 $\tilde{y}_{2B,out}$ - molární koncentrace inertního plynu ve středu proudu na výstupu z kondenzátoru [-]

Průměrná molární koncentrace inertního plynu se určí dle následujícího tvaru [5].

$$\bar{y}_{2F} = \frac{1}{2} (\tilde{y}_{2F,in} - \tilde{y}_{2F,out}) \quad [-] \quad (4.4)$$

Molární koncentraci plynu ve směsi lze určit z následujícího vztahu parciálního a celkového tlaku [5].

$$\tilde{y} = \frac{p_p}{p_c} \quad [-] \quad (4.5)$$

Po dosazení parciálního tlaku nasycených par pro teplotu filmu a saturační teplotu lze z výše uvedené rovnice spočítat koncentraci vodní páry v jednotlivých místech.

- a) Molární koncentrace vodní páry na okraji filmu

$$\tilde{y}_{1F} = \frac{p_{p,F}}{p_c} \quad [-] \quad (4.6)$$

- b) Molární koncentrace vodní páry vprostřed proudu

$$\tilde{y}_{1B} = \frac{p_{p,B}}{p_c} \quad [-] \quad (4.7)$$

Kde: \tilde{y}_{1F} je molární koncentrace vodní páry na okraji filmu [-]

\tilde{y}_{1B} - molární koncentrace vodní páry v proudu [-]

Jsou-li všechny nekondenzovatelné plyny ve spalínách z pohledu páry uvažovány jako „jeden nekondenzovatelný plyn“, což je z pohledu kondenzující páry možné, lze určit molární koncentrace „inertního plynu“ kombinací rovnic (4.6), (4.7) a následující rovnice [5].

$$\tilde{y}_1 + \tilde{y}_2 = 1 \quad (4.8)$$

Parciální tlak vodní páry lze určit pomocí vztahu vyjádřeného z Antoineovy rovnice [5].

$$p_p = 10^{\left(A - \frac{B}{C+T}\right)} \text{ [bar]} \quad (4.9)$$

Kde: A, B, C jsou snadno dohledatelné technické konstanty [-]

T je teplota [K]

Pro veškeré výše uvedené vztahy je zásadní určení teploty filmu. Teplotu filmu lze iteračně určit dle následujícího vztahu [5].

$$k'(T_F - T_C) = \alpha_G \varphi_T \left(\frac{\tilde{l}_{23}}{\tilde{c}_{pG1}} + \frac{T_G - T_F}{1 - \exp(-\varphi_T)} \right) \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (4.10)$$

Kde: k' je součinitel přestupu tepla dle (2.4) [W·m⁻²·K⁻¹]

T_F - teplota filmu [K]

T_G - teplota paroplynové směsi [K]

α_G - součinitel přestupu tepla v paroplynové směsi [W·m⁻²·K⁻¹]

φ_T - Ackermannova korekce [-]

\tilde{l}_{12} - molární latentní teplo vody [J·K⁻¹·mol⁻¹]

\tilde{c}_{pG1} - měrná molární tepelná kapacita páry [J·K⁻¹·mol⁻¹]

Ackermannovu korekci lze určit následující rovnicí [5]:

$$\varphi_T = \frac{n_G \beta_G \tilde{c}_{pG1}}{\alpha_G} \ln \frac{\tilde{y}_{2F}}{\tilde{y}_{2B}} \text{ [-]} \quad (4.11)$$

Kde: n_G je molární hustota paroplynové směsi [mol·m⁻³]

β_G - součinitel přestupu hmoty v paroplynové směsi [m·s⁻¹]

Výkon odevzdaný ochlazením paroplynové směsi, zkondenzováním páry, podchlazením kondenzátu je dán následovně [5].

$$\dot{Q} = \dot{m}_{G,in} c_{pG} (T_{G,in} - T_{G,out}) + (\dot{m}_{F,out}) l_{12} + \dot{m}_{F,out} c_{pF} (T_{G,out} - T_{G,in}) \text{ [W]} \quad (4.12)$$

Výkon odebíraný chladícím médiem lze určit z kalorimetrické rovnice.

$$\dot{Q} = \dot{m}_C c_C (T_{C,in} - T_{C,out}) \text{ [W]} \quad (4.13)$$

Na základě této kapitoly by po správném dosazení příslušných rovnic do vhodného matematického softwaru mělo být dokonvergováno k správnému výsledku.

5 Množství, složení a vlastnosti spalin

Fyzikální vlastnosti spalin se odvíjí od jejich složení, teploty a tlaku. Složení spalin je závislé na typu paliva, jeho vlhkosti, způsobu spalování atd. V rozsahu potřebném pro cílový výpočet spalinového výměníku se touto problematikou zabývá právě následující kapitola.

Přestože mnoho vztahu v této kapitole lze považovat za elementární vědomosti a obecně známé informace, k jejich ověření sloužila literatura [7] a [8]. Nebude-li explicitně řečeno jinak, jedná se o obecně známé informace, pro pořádek a klid v duši lze uvažovat výše zmíněnou literaturu jako zdroj.

5.1 Fyzikální vlastnosti

Fyzikální vlastnosti spalín se odvíjí od objemového zastoupení jednotlivých plynů ve směsi, jak demonstrují všechny následující vztahy.

Molární hmotnost směsi

$$M = \sum_i M_i x_i \quad [g \cdot mol^{-1}] \quad (5.1)$$

Kde: M je molární hmotnost směsi [$g \cdot mol^{-1}$]

M_i - molární hmotnost i -tého plynu ve směsi [$g \cdot mol^{-1}$]

x_i - objemový zlomek i -tého plynu ve směsi [-]

Měrná plynová konstanta směsi

$$r = \frac{1}{\sum_i \frac{x_i}{r_i}} \quad [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (5.2)$$

Kde: r je měrná plynová konstanta směsi [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

x_i - objemový zlomek i -tého plynu ve směsi [-]

r_i - měrná plynová konstanta i -tého plynu [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

Hustota směsi

$$\rho = \sum_i x_i \rho_i \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (5.3)$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p = \frac{\sum_i M_i x_i c_{p,i}}{\sum_i M_i x_i} \quad [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (5.4)$$

Dynamická viskozita

$$\mu = \frac{\sum_i \mu_i x_i \sqrt{M_i}}{\sum_i x_i \sqrt{M_i}} \quad [Pa \cdot s^{-1}] \quad [9] \quad (5.5)$$

Kinematická viskozita

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad [m^2 \cdot s] \quad (5.6)$$

Součinitel tepelné vodivosti

$$\lambda = \frac{\sum_i x_i \frac{\lambda_i}{\sqrt{M_i}}}{\sum_i \frac{x_i}{\sqrt{M_i}}} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (9)$$

(5.7)

5.2 Množství a složení spalin

Množství spalin a jejich složení je závislé na typu paliva, jeho vlhkosti, způsobu spalování. Určení výše zmíněného je obsaženo v této podkapitole. Není-li uvedeno explicitně jinak, vztahy pochází z literatury [7].

Pro určení složení paliva při změně vlhkosti platí následující vztahy. Dobré poznamenat, že horní index r značí surový stav paliva. Index d značí bezvodý stav paliva. Indexem daf se značí pouze prchavá složka paliva.

Složení paliva

$$A^r = A^d(1 - W^r) \quad [-] \quad (5.8)$$

$$C^r = C^{daf}(1 - A^r - W^r) \quad [-] \quad (5.9)$$

$$N^r = N^{daf}(1 - A^r - W^r) \quad [-] \quad (5.10)$$

$$O^r = O^{daf}(1 - A^r - W^r) \quad [-] \quad (5.11)$$

$$S^r = S^{daf}(1 - A^r - W^r) \quad [-] \quad (5.12)$$

$$H^r = H^{daf}(1 - A^r - W^r) \quad [-] \quad (5.13)$$

$$Cl^r = Cl^{daf}(1 - A^r - W^r) \quad [-] \quad (5.14)$$

Kde: A je nespalitelná složka [-]

W - vlhkost [-]

Veškeré následující výpočty se vztahují na 1 kg spáleného paliva.

Minimální množství kyslíku

$$V_{O_2, min} = \frac{22,39}{100} \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}]^2 \quad (5.15)$$

Minimální množství suchého vzduchu

$$V_{vz, min}^s = \frac{100}{21} V_{O_2, min} \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.16)$$

Minimální množství vlhkého vzduchu

² Metr krychlový za normálních podmínek. Teplota 0 °C a tlak 0,101 MPa.[7]

$$V_{vz,min} = f \cdot V_{vz,min}^S \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.17)$$

Kde: f je součinitel zohledňující objem vodní páry³ [-]

Minimální objem vodní páry ve spalovacím vzduchu

$$V_{H_2O,min}^{vz} = V_{vz,min} - V_{vz,min}^S \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.18)$$

Minimální množství suchých a vlhkých spalin

$$V_{CO_2,min} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{C^r}{12,01} + 0,0004 \cdot V_{vz,min}^S \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.19)$$

$$V_{SO_2,min} = \frac{21,89}{100} \cdot \frac{S^r}{32,06} \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.20)$$

$$V_{N_2,min} = \frac{22,4}{100} \frac{N^r}{28,016} + 0,7805 \cdot V_{vz,min}^S \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.21)$$

$$V_{Ar,min} = 0,0092 \cdot V_{vz,min}^S \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.22)$$

Minimální množství suchých spalin se určí součtem jednotlivých výše zmíněných obsahů plynů v suchých spalinách.

$$V_{SP,min}^S = V_{CO_2,min} + V_{SO_2,min} + V_{N_2,min} + V_{Ar,min} \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.23)$$

Minimální objem vodní páry se určí následujícím způsobem:

$$V_{H_2O,min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{H^r}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{W^r}{18,016} + (f - 1) \cdot V_{vz,min}^S \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.24)$$

Pro minimální množství spalin potom platí:

$$V_{SP,min} = V_{H_2O,min} + V_{SP,min}^S \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.25)$$

Skutečný objem spalin se odvíjí od součinitele přebytku vzduchu α_{vz} a určí se následovně:

$$V_{SP} = V_{SP,min} + (\alpha_{vz} - 1) \cdot V_{vz,min} \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.26)$$

Pro suché spaliny pak analogicky:

$$V_{SP}^S = V_{SP,min}^S + (\alpha_{vz} - 1) \cdot V_{vz,min}^S \quad [Nm^3 \cdot kg_{pal}^{-1}] \quad (5.27)$$

Objemový, respektive molový zlomek se určí následovně

$$x_i = \frac{V_i}{\sum_i V_i} = \frac{M_i}{\sum_i M_i} = \frac{V_i}{V} = \frac{M_i}{M} \quad [-] \quad (5.28)$$

Tato kapitola poskytuje vztahy a rovnice, jež jsou potřeba pro určení správného složení spalin a jejich fyzikálních vlastností.

³ Při relativní vlhkosti $\varphi=70$ % a teplotě $t=20$ °C, $f=1,016$. [7]

6 Tlakové ztráty výměníku

Stejně jako v předchozích částech, týkajících se součinitelů přestupu tepla, budou v této části uvedeny vybrané vztahy pro výpočet tlakových ztrát v trubkovém a mezitrubkovém prostoru výměníku tepla se segmentovými přepážkami. Celá kapitola věnována tlakovým ztrátám je zpracována dle literatury [6]. Z toho důvodu rovněž i v případě této kapitoly platí, že nebude-li uvedeno explicitně jinak, veškeré vztahy jsou převzaty z výše zmíněné literatury.

6.1 Tlaková ztráta trubkového prostoru

Tlaková ztráta v trubkovém prostoru Δp_{z1} je dána vztahem následujícím vztahem.

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \quad [Pa] \quad (6.1)$$

Kde: Δp_{t1} je tlaková ztráta způsobená třením [Pa]

Δp_{m1} - tlaková ztráta místní, způsobena místními odpory [Pa]

Z výše zmíněného je zřejmé, že tlakové ztráty se dělí na ztráty způsobené třením a místními odpory. Viz dále.

6.1.1 Tlakové ztráty třením

Rovnice pro výpočet tlakových ztrát třením v trubkovém průřezu má následující tvar

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \frac{\rho u^2}{2} n_{CH} z_1 z_2 \quad [Pa], \quad (6.2)$$

kde λ_{11} je ztrátový součinitel, pro nějž platí:

a) pro $Re \leq 2320$

$$\lambda_{11} = \frac{64}{Re} \quad [-] \quad (6.3)$$

b) pro $Re \geq 2320$

$$\lambda_{11} = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad [-]. \quad (6.4)$$

Substituční faktory x_9 a x_{10} se určí následovně

$$x_9 = \left[2,475 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 k_{r1}} \right) \right]^{16} \quad [-], \quad (6.5)$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad [-]. \quad (6.6)$$

Pro relativní drsnost stěny trubky k_{r1} platí

$$k_{r1} = \frac{k}{d_1} [-], \quad (6.7)$$

kde k je střední absolutní drsnost stěny [m].

Součinitel z_1 je dán následujícím vztahem

$$z_1 = \frac{l_t}{d_1} [-] \quad (6.8)$$

Korekční faktor z_2 je **součinitel zohledňující změnu dynamické viskozity v mezní vrstvě** s ohledem na směr tepelného toku. Bude uvažován případ plynu a směr tepelného toku z trubkového prostoru do mezitrubkového prostoru.

$$z_2 = \left(\frac{T_S}{T}\right)^a [-] \quad (6.9)$$

T_S je teplota spalin u stěny a T je teplota ve středu proudu. Pro koeficient umocňování a platí následující.

- a) pro $Re \leq 2320$ $a = 1$
- b) pro $Re \geq 2320$ $a = 0,5$

6.1.2 Tlakové ztráty místní

Tlakové ztráty místní se sestávají z tlakové ztráty na vstupu a výstupu pracovní látky z trubek trubkového svazku a ze ztrát vyvolaných ohybem proudu pracovní látky ve vícechodých výměnících. Následující vzorec pro výpočet místních ztrát je upraven a platí jen pro jednochodí svazkový výměník.

$$\Delta p_{m1} = \xi_{11} n_{CH} \frac{\rho u^2}{2} [Pa] \quad (6.10)$$

Kde ξ_{11} je ztrátový součinitel místního odporu na vstupu a výstupu z trubek trubkového svazku. Jeho hodnota je 0,7 [6].

6.2 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

Obdobně jako v případě trubkového prostoru, lze i zde použít obecnou rovnici totožnou s (6.2). Pro mezitrubkový prostor má tato rovnice následující tvar

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} + \Delta p_{m2} [Pa], \quad (6.11)$$

kde Δp_{t2} jsou tlakové ztráty vyvolané třením [Pa],

Δp_{m2} jsou tlakové ztráty vyvolané místními odpory [Pa].

Ztráty vyvolané místními odpory se sestávají ze ztrát na vstupu a výstupu z výměníku, tyto ztráty se započítávají do ztrát potrubí, čili tlakové ztráty mezitrubkového prostoru budou tedy rovny pouze ztrátám vyvolaným třením. Pro segmentové přepážky platí následující vztah.

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} [Pa] \quad (6.12)$$

Pro Δp_{z2} respektive Δp_{t2} platí následující vztah.

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} \quad [Pa] \quad (6.13)$$

Kde: Δp_{to} jsou ztráty třením při příčném obtékání trubek mezi přepážkami [Pa]

Δp_{tn} - ztráty třením při příčném obtékání trubek mimo přepážky [Pa]

Δp_{tv} - ztráty třením vyvolané prouděním nad seříznutím přepážek [Pa]

6.2.1 Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek mezi přepážkami

Pro tyto ztráty platí následující vztah.

$$\Delta p_{to} = 2\lambda_{22}n_{rp}(n_p - 1)\rho \cdot u^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \quad [Pa] \quad (6.14)$$

Ztrátový součinitel λ_{22} příčného obtékání trubek je možné určit z následujících vztahů.

$$\lambda_{22} = c_1 \left(\frac{1,33}{t_t/d_2} \right)^a \cdot Re^{a_1} \quad [-] \quad (6.15)$$

$$a = \frac{c_2}{1 + 0,14Re^{a_2}} \quad [-] \quad (6.16)$$

Kde t_t je rozteč zřejmá z Obr. 3.5, koeficienty je pak možné vyčíst z následující tabulky.

Tab. 6.1 Koeficienty pro výpočet ztrátového součinitele λ ; upraveno [6]

Re	c_1	a_1	c_2	a_2
10^5-10^4	0,372	-0,123	7	0,5
10^4-10^3	0,486	-0,152		
10^3-10^2	0,57	-0,476		
10^2-10	45,1	-0,973		
<10	48	-1		

Korekční faktor z_2 **zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě** včetně vlivu směru tepelného toku, pro kapaliny platí

$$z_2 = \left(\frac{\mu_{C,W}}{\mu} \right)^{0,14} \quad [-], \quad (6.17)$$

kde μ je dynamická viskozita spalin při střední teplotě [$Pa \cdot s^{-1}$],

$\mu_{C,W}$ - dynamická viskozita spalin o teplotě na stěně [$Pa \cdot s^{-1}$].

Korekční faktor z_3 zohledňuje **vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku** a je roven opravnému součiniteli γ_7 pro přestup tepla v mezitrubkovém prostoru. Konkrétně nyní platí $\gamma_7 = 1$.

Faktor z_4 zohledňuje **vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách**, platí

$$z_4 = \exp \left(-1,33 \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) \cdot \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_{2Z}} \right)^{x_{13}} \right) [-], \quad (6.18)$$

přičemž

$$z_4 = -0,15 \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) + 0,8 [-] \quad (6.19)$$

a S_{tp} , S_{ps} , S_{2Z} jsou dány vztahy (3.31)(3.32)(3.33).

6.2.2 Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru

Zde platí rovnice velmi podobná rovnici (6.14), a sice že

$$\Delta p_{tn} = 2\lambda_{22}(n_{rp} - n_{rv})\rho \cdot u^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 [Pa]. \quad (6.20)$$

Kde: n_{rv} je počet řad trubek ve výřezu ovlivněných příčným prouděním [-]

z_5 - součinitel zohledňující vliv velikosti neopřepážkovaného prostoru [-]

Počet řad trubek ve výřezu n_{rv} lze určit následujícím způsobem.

$$n_{rv} = \frac{0,8}{t_{t2}} \left(\frac{D_1 + D'_s}{2} - h_p \right) [-] \quad (6.21)$$

Korekční faktor z_5 zohledňující vliv neopřepážkovaného prostoru pod hrdly a platí pro něj následující rovnice.

$$z_5 = \left(\frac{2t_p}{l_{tn}} \right)^{2-a} [-] \quad (6.22)$$

Přičemž:

$$\begin{aligned} a &= 1 && \text{pro } Re < 100 \\ a &= 0,2 && \text{pro } Re \geq 100 \end{aligned} \quad (6.23)$$

6.2.3 Tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek nad seříznutím přepážek (včetně otočení proudu)

Vzhledem k již hotovému výpočtu celého výměníku, díky němuž je známo, že v případě mezitrubkového prostoru se jedná o turbulentní proudění, bude vynechán vzorec pro proudění laminární, jehož sepsání by bylo ztrátou času. Postup uveden v [6] na straně 71.

Pro proudění turbulentní v mezitrubkovém prostoru ($Re > 100$) platí

$$\Delta p_{tv} = 0,5 \cdot n_p(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot z_4 \cdot \rho \cdot u^2 [Pa]. \quad (6.24)$$

Z výše zmíněných vztahů je jasné, že tlakové ztráty jsou silně závislé na rychlosti médií. Tlakové ztráty rostou s druhou mocninou rychlosti. Na základě těchto rovnic a známé geometrie lze snadno určit tlakovou ztrátu výměníku.

7 Výpočet spalínového kondenzačního výměníku

Celý výpočet výměníku byl realizován pomocí programu EES. Tento matematický iterační software je vhodným nástrojem pro řešení termodynamických úloh, což bylo důvodem pro jeho volbu. Program EES obsahuje knihovnu plynů a kapalin často využívaných v termodynamice a je schopen určit pro danou látku všechny potřebné fyzikální veličiny za konkrétních podmínek.

V době sepisování výpočtu do textového editoru Word je již výpočet hotov a veškeré teploty, koncentrace, průtoky jsou známy. Tím, že se jedná o iterační program, určil si je program „sám“. Během vkládání rovnic do prostředí EES byly teploty vždy odhadovány, aby se dalo kontrolovat správné „ubírání se“ výpočtu. Potom, co byly všechny rovnice vloženy do programu, dříve orientačně, avšak poměrně přesně, určené hodnoty byly nahrazeny rovnicemi. Posléze došlo k poslednímu a zároveň finálnímu výpočtu, jež zde nyní bude prezentován s maximální snahou o jeho transparentnost a přehlednost.

Po konzultaci s vedoucím práce byla jako palivo zvolena smrková štěpka o vlhkosti 25 %.

Složení bezvodé dřevní štěpky bylo převzato z vedoucím doporučeného zdroje[10].

7.1 Množství palin a jejich složení

Ze složení prchavé hořlaviny paliva a ze složení bezvodého vzorku bylo určeno skutečné složení paliva dosazením do rovnic (5.8) až (5.14). Viz následující tabulku.

Tab. 7.1 Složení smrkové štěpky

Prvkový rozbor [%]			
W=25%	r	d	daf
H ₂ O	25,00	-	-
A	0,40	0,53	-
C	37,53	50,1	50,3
H	4,60	6,13	6,16
O	32,38	43,1	43,4
N	0,09	0,12	0,12
S	0,01	0	0,01
Cl	<0,01	<0,01	<0,01
Br	0,00	0	0
F	0,00	0	0
Suma	100,0	100,0	100,0
Q _r [MJ/kg _{pal}]	13,45	18,8	18,9
Q _s [MJ/kg _{pal}]	15,07	20,1	20,2

V tabulce zvýrazněné hodnoty jsou výsledky dále uvedeného vzorového výpočtu.

$$A^r = 0,0053 \cdot (1 - 0,25) = 0,0040 = 0,40 \%$$

$$O^r = 0,434 \cdot (1 - 0,0053 - 0,25) = 0,3238 = 32,38 \%$$

Spalné teplo Q_s analogicky k předcházejícím výpočtům, a sice

$$Q_s = 20,2 \cdot (1 - 0,0053 - 0,25) = 15,07 \text{ MJ/kg}_{pal}$$

Výhřevnost paliva Q_r lze určit z následujícího vztahu.

$$Q_r = Q_s - 2,453 \cdot (8,94 \cdot H^r + W^r) \text{ [MJ/kg}_{pal}] \quad (7.1)$$

Dosazením potom:

$$Q_r = 15,07 - 2,453 \cdot (8,94 \cdot 0,046 + 0,25) = 13,45 \text{ MJ/kg}_{pal}$$

Při úvaze takticky zvolené 90% účinnosti kotle, lze potřebné množství paliva pro 200kW kotel určit z výhřevnosti následovně:

$$\dot{m}_{pal} = \frac{\dot{Q}_{kotel}}{0,9 \cdot Q_r} \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.2)$$

Dosazením do výše uvedeného:

$$\dot{m}_{pal} = \frac{200000}{0,9 \cdot 13,45 \cdot 10^6} = 0,01652 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Jako bylo již řečeno, minimální množství plynů a spalin se vztahuje na 1 kg spáleného paliva za normálních podmínek.

Minimální potřebné množství kyslíku se spočte dosazením do rovnice (5.14).

$$V_{O_2,min} = \frac{22,39}{100} \cdot \left(\frac{37,53}{12,01} + \frac{4,6}{4,032} + \frac{0,01}{32,06} - \frac{32,38}{32} \right) = 0,7283 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Minimální množství suchého vzduchu dosazením do (5.15).

$$V_{vz,min}^s = \frac{100}{21} \cdot 0,7286 = 3,468 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Minimální množství vlhkého vzduchu dosazením do (5.16) .

$$V_{vz,min} = 1,016 \cdot 3,468 = 3,5236 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Minimální množství CO₂ se určí dosazením do rovnice (5.18)

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \cdot \frac{37,53}{12,01} + 0,0004 \cdot 3,468 = 0,697 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Dosazením do příslušných rovnic byly rovněž zjištěny objemy ostatních plynů. Suma těchto objemů tvoří objem suchých spalin. Viz (5.22).

$$V_{SP,min}^s = 0,697 + 2,707 + 0,032 = 3,436 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Minimální množství vodní páry dle příslušné rovnice pak.

$$V_{H_2O,min} = \frac{44,8}{100} \cdot \frac{4,6}{4,032} + \frac{22,4}{100} \cdot \frac{25}{18,016} + (1,016 - 1) \cdot 3,468 = 0,877 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Minimální spalin logicky součtem předchozích dvou:

$$V_{SP,min} = 3,436 + 0,877 = 4,314 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objem spalin při započtení přebytku vzduchu $\alpha_{vz} = 2^4$ dle (5.25) se rovná:

⁴ Zvoleno dle [7] a odsouhlaseno vedoucím.

$$V_{SP} = 4,314 + (2 - 1) \cdot 3,5326 = 7,838 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}_{pal}^{-1}$$

Objemový průtok skutečně vzniklých spalin, potažmo jednotlivých plynů, lze logicky určit vynásobením minimálních objemů hmotnostním tokem paliva. Pro názornost:

$$\dot{V}_{CO_2} = 0,697 \cdot 0,01652 = 0,01151 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{V}_{SP} = 7,838 \cdot 0,01652 = 0,1298 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Objemový zlomek CO₂:

$$x_{CO_2} = \frac{0,01151}{0,1298} = 0,089$$

Analogickým způsobem byl proveden výpočet pro zbývající plyny. Viz Tab. 7.2

Tab. 7.2 Složení spalin

Plyn	V_{min} [Nm ³ /kg _{pal}]	\dot{V} [Nm ³ /s]	x [-]	ρ [kg/m ³]	\dot{m} [kg/s]
CO ₂	0,697	0,012	0,089	1,964	0,02266
SO ₂	0,000	0,000	0,000	2,858	0,00000
O ₂	0,000	0,012	0,093	1,428	0,01718
N ₂	2,707	0,089	0,691	1,250	0,11180
Ar	0,032	0,001	0,008	1,782	0,00188
H ₂ O	0,877	0,015	0,119	0,804	0,01238
Spaliny	4,314	0,130	1,000	1,281	0,16590

Objemový průtok vodní páry byl spočten dosazením do následující rovnice

$$\dot{V}_{H_2O} = \dot{m}_{pal} \cdot (V_{H_2O,min} + (f - 1) \cdot V_{vz,min}^s \cdot (\alpha_{vz} - 1)) \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}, \quad (7.3)$$

a sice že

$$\dot{V}_{H_2O} = 0,01652 \cdot (0,877 + (1,016 - 1) \cdot 3,468 \cdot (2 - 1)) = 0,015 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}.$$

Hmotnostní průtok vodní páry ve spalinách potom instinktivně vynásobením hustoty a objemu:

$$\dot{m}_{H_2O} = 0,01542 \cdot 0,804 = 0,01238 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

7.2 Fyzikální vlastnosti

Již před samým začátkem bylo nutné si stanovit vstupní hodnoty pro výpočet kondenzátoru. Po konzultaci s vedoucím byly zvoleny následující hodnoty a předpoklady. U výstupní teploty spalin je uvažována 5° teplotní diference oproti teplotě vstupní vody.

Tab. 7.3 Vstupní hodnoty

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
Tlak spalin	P_G	1	bar
Tlak chladicí vody	P_C	4	bar
Teplota spalin na vstupu	$T_{ps,in}$	150	°C
Teplota spalin na výstupu	$T_{sp,out}$	40	°C
Vstupní teplota chladicí vody	$T_{C,in}$	35	°C
Průtok	M_C	2	kg/s

7.2.1 Vstup do kondenzátoru

Objemový průtok uvedený v tabulce Tab. 7.2 je vztažen na normální podmínky, na vstupu do kondenzátoru jsou však podmínky jiné, a sice tlak 1 bar a teplota 150 °C, je proto nutné nyní určit fyzikální vlastnosti a objemový průtok pro tyto parametry. Viz dále

Tab. 7.4 Vlastnosti spalin; $T=150$ °C; $P=1$ bar

Veličina	$T=150$ °C	$P=1$ bar	jednotka	CO ₂	SO ₂	N ₂	O ₂	Ar	H ₂ O	Σ
Hustota			kg/m ³	1,251	1,821	0,7962	0,9095	1,135	0,5121	0,8163
Dynamická viskozita			kg·s ⁻¹ ·m ⁻¹	20,63·10 ⁻⁶	18,23·10 ⁻⁶	23·10 ⁻⁶	26,93·10 ⁻⁶	29,31·10 ⁻⁶	14,56·10 ⁻⁶	22,39·10 ⁻⁶
Kinematická viskozita			m ² /s	-	-	-	-	-	-	27,43·10 ⁻⁶
Měrná tepelná vodivost			W·m ⁻² ·K ⁻¹	0,02652	0,01556	0,03416	0,03637	0,02283	0,02861	0,3292
Měrná tepelná kapacita za konst. tlaku			kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	959,7	692,9	1047	952,9	520,3	1910	1083
Měrná plynová konstanta			J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹	188,9	129,8	296,8	259,8	208,1	461,5	-
Prandeltovo číslo			-	-	-	-	-	-	-	0,7369
Molární zlomek			-	0,089	0,000	0,691	0,093	0,008	0,119	1,0
Parciální tlak			Bar	0,089	0,000	0,691	0,093	0,008	0,119	1,0

Příslušné fyzikální vlastnosti jednotlivých plynů a následně celé směsi byly získány dosazením do příslušných rovnic v kapitole 5.1. Vzhledem k tomu, že se jedná pouze o dosazování někdy do opravdu zdlouhavých vztahů, bude exemplárně uveden výpočet pouze kinematické viskozity spalin (5.6).

$$\nu^{in} = \frac{22,39}{0,8163} \cdot 10^{-6} = 27,43 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Vzhledem k velkému rozdílu mezi vstupní teplotou a teplotou rosného bodu v kondenzátoru, je nutné kondenzátor pomyslně rozdělit na dvě části, kdy v první části bude docházet pouze k ochlazení spalin ze 150 °C na 55 °C a v druhé části bude docházet k podkročení rosného bodu a následné kondenzaci vodní páry ve spalinách. Toto rozdělení bude v průběhu výpočtu dokázáno vyhodnocením rovnic (4.1) a (4.2). Shodným postupem jako v předcházejícím případě byla zhotovena tabulka pro teplotu 55 °C. Viz

Tab. 7.5 Vlastnosti spalin; $T=55\text{ °C}$; $P=1\text{ bar}$

Veličina	$T=55\text{ °C}$	$P=1\text{ bar}$	jednotka	CO ₂	SO ₂	N ₂	O ₂	Ar	H ₂ O	Σ
Hustota			kg/m ³	1,613	2,348	1,027	1,173	1,464	0,6603	1,053
Dynamická viskozita			kg·s ⁻¹ ·m ⁻¹	16,36·10 ⁻⁶	14,27·10 ⁻⁶	18,97·10 ⁻⁶	2,22·10 ⁻⁶	24,12·10 ⁻⁶	10,97·10 ⁻⁶	18,29·10 ⁻⁶
Kinematická viskozita			m ² /s	-	-	-	-	-	-	17,38·10 ⁻⁶
Měrná tepelná vodivost			W·m ⁻² ·K ⁻¹	0,01898	0,01078	0,02782	0,02906	0,01915	0,0207	0,02619
Měrná tepelná kapacita za konst. tlaku			kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	872,9	638,9	1038	922,1	520,3	1875	1060
Měrná plynová konstanta			J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹	188,9	129,8	296,8	259,8	208,1	461,5	-
Prandeltovo číslo			-	-	-	-	-	-	-	0,7405
Molární zlomek			-	0,089	0,000	0,691	0,093	0,008	0,119	1,0
Parciální tlak			Bar	0,089	0,000	0,691	0,093	0,008	0,119	1,0

Teplotu rosného bodu lze určit z parciálního tlaku pomocí Antoineovy rovnice, parních tabulek či využitím knihovny EES. Využitím knihovny EES bylo určeno, že teplota rosného bodu vzniklých spalin je $T_T = 49,26\text{ °C}$.

Pro kontrolu, saturační tlak při teplotě $49,26\text{ °C}$ je dle mobilní aplikace Steam Tables roven tlaku $P = 0,119\text{ bar}$. Hodnota parciálního tlaku je rovna hodnotě saturačního tlaku a relativní vlhkost je tedy rovna 1, což mimo jiné značí také dosažení teploty rosného bodu.

7.2.2 Výstup z kondenzátoru

Na výstupu z kondenzátoru už je situace trochu jiná. Vlivem kondenzace vodní páry při podkročení rosného bodu dochází ke změně složení spalin. S měnícím se složením spalin se logicky mění i jejich fyzikální vlastnosti, to vše musí být ve výpočtu zahrnuto.

Jako výstupní teplota spalin byla zvolena teplota 40 °C . Jedná se o teplotu nižší, než je rosný bod spalin, a tudíž bude docházet ke kondenzaci, viz dále.

Nejprve je nutné určit objemové zlomky jednotlivých plynů při dané teplotě. Jako úplně první je nutné vypořádat se s vodní parou. Toho lze dosáhnout dosazením do rovnice (5.28). Jako parciální tlak do tohoto vzorce musí být dosažen saturační tlak pro teplotu 40 °C . Z knihovny EES, či parních tabulek, je saturační tlak vodní páry pro danou teplotu $P_{sat}^{40\text{ °C}} = 0,0738\text{ bar}$. Po dosazení:

$$x_{H_2O}^{40\text{ °C}} = \frac{0,0738}{1} = 0,0738$$

Objemový zlomek ostatních plynů lze určit dosazením do následující rovnice [9]:

$$x_{CO_2}^{40\text{ °C}} = x_{CO_2} \cdot \left(\frac{1}{1 - (x_{H_2O} - x_{H_2O}^{40\text{ °C}})} \right) \quad [-] \quad (7.4)$$

Po dosazení:

$$x_{CO_2}^{40\text{ °C}} = 0,0891 \cdot \left(\frac{1}{1 - (0,119 - 0,0738)} \right) = 0,0933$$

Obdobně byly určeny i zbývající koncentrace a již nic nebránilo zhotovení tabulky pro teplotu a složení spalin na výstupu z kondenzátoru. Viz tedy Tab. 7.6.

Tab. 7.6 Vlastnosti spalin; $T=40\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P=1\text{ bar}$

Veličina	$T=40\text{ }^{\circ}\text{C}$	$P=1\text{ bar}$	jednotka	CO_2	SO_2	N_2	O_2	Ar	H_2O	Σ
Hustota			kg/m^3	1,69	2,461	1,0176	1,229	1,534	0,692	1,212
Dynamická viskozita			$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-1}$	$15,56\cdot 10^{-6}$	$13,62\cdot 10^{-6}$	$18,29\cdot 10^{-6}$	$2,14\cdot 10^{-6}$	$23,29\cdot 10^{-6}$	$10,41\cdot 10^{-6}$	$17,89\cdot 10^{-6}$
Kinematická viskozita			m^2/s	-	-	-	-	-	-	$14,77\cdot 10^{-6}$
Měrná tepelná vodivost			$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$	0,01778	0,01015	0,02675	0,02788	0,01856	0,01957	0,02546
Měrná tepelná kapacita za konst. tlaku			$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	857,5	629,5	1038	917,7	520,3	1871	1032
Měrná plynová konstanta			$\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	188,9	129,8	296,8	259,8	208,1	461,5	-
Prandeltovo číslo			-	-	-	-	-	-	-	0,7252
Molární zlomek			-	0,093	0,000	0,724	0,097	0,009	0,074	1,0
Parciální tlak			bar	0,093	0,000	0,724	0,097	0,009	0,074	1,0

Nyní je potřeba určit hmotnostní průtok kondenzátu, jež se spočte jako rozdíl hmotnostního průtoku ve spalinách na vstupu a výstupu z kondenzátoru. Před tím je nutné určit objemový průtok jednotlivých plynů, respektive celých spalin. Tyto veličiny byly určeny soustavou rovnic zapsaných do EES. Konkrétně se jedná o následující rovnice:

$$V^{40^{\circ}\text{C}} = \sum V_i^{40^{\circ}\text{C}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.5)$$

$$V_i^{40^{\circ}\text{C}} = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i^{40^{\circ}\text{C}}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.6)$$

$$x_{\text{H}_2\text{O}}^{40^{\circ}\text{C}} \cdot V^{40^{\circ}\text{C}} = V_{\text{H}_2\text{O}}^{40^{\circ}\text{C}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.7)$$

Po vyjádření a dosazení do jednotlivých rovnic byla sestavena následující tabulka.

Tab. 7.7 Množství kondenzátu a objemový zlomek; $T=40\text{ }^{\circ}\text{C}$; $P=1\text{ bar}$

$P=1\text{ bar}$ $T=40\text{ }^{\circ}\text{C}$	$\rho^{40^{\circ}\text{C}}$ [kg/m^3]	$V^{40^{\circ}\text{C}}$ [m^3/s]	$x^{40^{\circ}\text{C}}$ [-]	$m^{40^{\circ}\text{C}}$ [kg/s]	m [kg/s]
CO_2	1,69	0,013	0,093	0,023	0,023
SO_2	2,461	0,000	0,000	0,000	0,000
N_2	1,076	0,104	0,724	0,112	0,112
O_2	1,229	0,014	0,097	0,017	0,017
Ar	1,534	0,001	0,009	0,002	0,002
H_2O	0,692	0,011	0,074	0,007	0,012
Σ	1,212	0,143	1,00	0,161	0,166
kondenzát	-	-	-	0,005	0

Množství vznikajícího kondenzátu v tabulce je rozdíl hmotnostního průtoku vody na začátku a na konci kondenzátoru. Po dosazení:

$$\dot{m}_{\text{kond.}}^{40^{\circ}\text{C}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} - \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}^{40^{\circ}\text{C}} = 0,01238 - 0,007309 = 0,0051 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ze známého množství kondenzátu a původního množství vodní páry lze určit, kolik procent páry za daných podmínek zkondenzuje.

$$\kappa = \frac{\dot{m}_{kond}^{40^{\circ}\text{C}}}{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot 100 = \frac{0,0051}{0,01238} \cdot 100 = 40,98 \%$$

Za daných podmínek zkondenzuje výše zmíněných 40,98 %, množství vznikajícího kondenzátu je závislé na výstupní teplotě spalin a ta zase na teplotě chladicí kapaliny. Snížením teploty chladicí kapaliny by bylo možné získat ještě více energie ze spalin.

7.2.3 Střední hodnoty

Pro každou z pomyslných dvou částí kondenzátoru je nutné určit střední hodnoty fyzikálních vlastností. Pro první „ochlazovací“ část kondenzátoru budou střední hodnoty aritmetickým průměrem hodnot pro teplotu 150 °C a 55 °C. Pro druhou část pak obdobně ovšem pro teploty 55 °C a 40 °C.

Například hustota a měrná tepelná kapacita pro ochlazovací část:

$$\rho^{stř.1} = \frac{\rho^{150^{\circ}\text{C}} + \rho^{55^{\circ}\text{C}}}{2} = \frac{0,8163 + 1,053}{2} = 0,934 \text{ kg} \cdot \text{m}^3$$

$$c_p^{stř.1} = \frac{c_p^{150^{\circ}\text{C}} + c_p^{55^{\circ}\text{C}}}{2} = \frac{1083 + 1060}{2} = 1071,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Tímto způsobem byly vypočteny všechny průměrné hodnoty pro obě části kondenzátoru. Tyto hodnoty jsou zaneseny do následující tabulky

Tab. 7.8 Střední hodnoty fyzikálních vlastností spalin

střední hodnoty	ρ kg/m ³	c_p kJ·K ⁻¹ ·kg ⁻¹	μ kg·s ⁻¹ ·m ⁻¹	ν m ² /s	λ W·m ⁻² ·K ⁻¹	ν m ³ /s	Pr
Ochl. část	0,9344	1072	20,34·10 ⁻⁶	21,77·10 ⁻⁶	0,02955	0,178	0,7377
kond. část	1,132	1046	18,09·10 ⁻⁶	15,98·10 ⁻⁶	0,02582	0,1443	0,7328

Prandltovo číslo po dosazení do (3.3):

$$Pr = \frac{1072 \cdot 20,34 \cdot 10^{-6}}{0,02955} = 0,7377$$

$$Pr = \frac{1046 \cdot 18,09 \cdot 10^{-6}}{0,02582} = 0,7328$$

7.3 Volba trubek, rozteče, uspořádání

Následující kapitola se věnuje popisu postupu volby trubek, jejich rozteče, uspořádání a všech náležitostí s tím souvisejících.

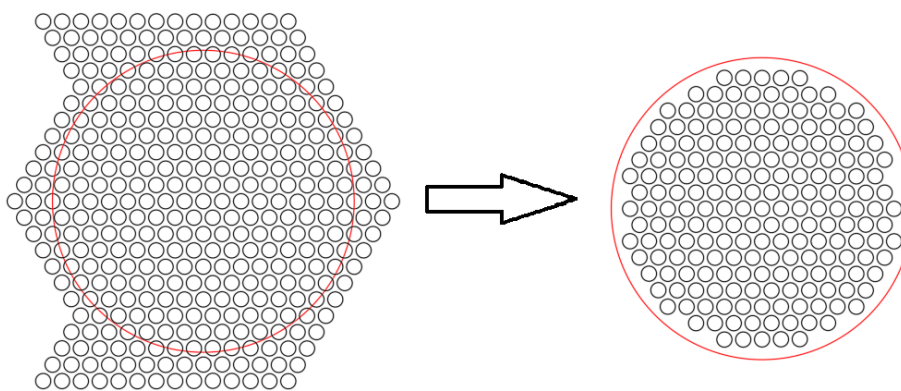
Jako první byl po zhlédnutí několika již hotových výměníků určen vnitřní průměr trubky. Zvolený vnitřní průměr činí $d_{vnit} = 8 \text{ mm}$. Tloušťka stěny $t_{tl} = 1 \text{ mm}$. Z toho plyne, že vnější průměr $d_{vej} = 10 \text{ mm}$.

Následně bylo z objemového průtoku určeno, kolik je zapotřebí trubek o výše zmíněných parametrech, aby rychlost spalin byla v průměru 10 metrů za vteřinu. Uvažován byl objemový průtok pro kondenzační část. Odhadnuté množství činilo 287 trubek.

Pomocí papíru, kružítko a tužky bylo zvoleno přesazené uspořádání. Úhel uspořádání 30° , podélná rozteč 10,83 mm a příčná rozteč 12,5 mm. V tomto uspořádání bylo narýsováno několik trubek. Vypočten obsah opsaného lichoběžníku, který byl následně přímou úměrou přepočítán na potřebný obsah všech 287 trubek. Z tohoto obsahu byl určen průměr kružnice, jež by měla právě tento obsah.

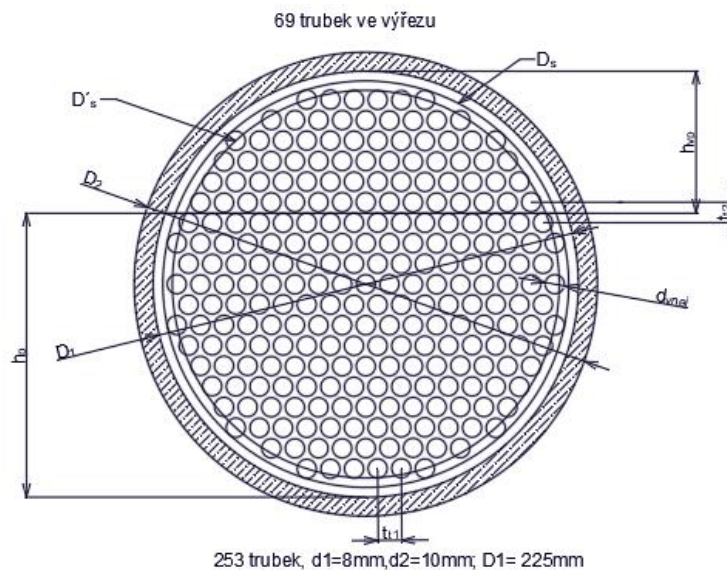
Následně bylo v autocadu vygenerováno pole trubek o výše zmíněných parametrech s daným uspořádáním, do kterého byla vrýsována kružnice o průměru, jež byl vypočten o krok dříve. Veškeré trubky vně kružnice, protnuté kružnicí či v její bezprostřední blízkosti byly odstraněny.

Tyto trubky byly posléze manuálně sečteny a jejich počet se zastavil na čísle 253. Pro tento počet trubek byla určena střední rychlost v trubkách, která má hodnotu $13,21 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Tato hodnota byla konzultována a schválena. Počet trubek ve svazku $n_t = 253$. Postup znázorněn na následujícím obrázku.



Obr. 7.1 Postup určování průměru svazku a výměníku

Koncepce zřejmá ze schématického řezu výměníkem na Obr. 7.2.



Obr. 7.2 Příčný řez výměníkem

Všechny potřebné informace pro následující výpočet byly shrnuty do následující tabulky. Viz Tab. 7.9.

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
vnitřní průměr trubky	d_{vnit}	8	mm
vnější průměr trubky	d_{vnej}	10	mm
počet trubek	n_t	253	-
počet trubek nad přepážkou	n_{tv}	69	-
příčná rozteč trubek	t_{t2}	12,5	mm
podélná rozteč trubek	t_t	10,83	mm
úhel uspořádání	θ	30	°
výška přepážky	h_p	150	mm
prostor nad přepážkou	h_{vp}	75	mm
vnitřní průměr výměníku	D_1	225	mm
průměr svazku trubek	D_s	214,7	mm
průměr přepážky	D_p	223	mm
vnější průměr pláště výměníku	D_2	245	mm
počet přepážek	n_p	9	-
tloušťka přepážky	s_p	3	mm
rozteč přepážek	t_p	100	mm
délka neopřepážkovaného prostoru	t_{ln}	150	mm
průměr děr v přepážce	d_{2p}	10,8	mm

Tab. 7.9 Základní geometrie kondenzátoru

7.4 Výpočet součinitele přestupu tepla ve spalinách

Pro výpočet součinitele přestupu tepla byly využity střední hodnoty fyzikálních vlastností spalin z Tab. 7.8. Následující výpočet je pouhé dosazení do rovnic (3.53) až (3.59). Dále budou uvedeny pouze výpočty bez dalšího odkazu na jednotlivé rovnice. Vzorový výpočet se týká ochlazovací části výměníku.

$$u_{sp}^{stř.1} = \frac{4 \cdot 0,178}{253 \cdot 0,008^2 \cdot 3,14} = 13,96 \text{ m} \cdot \text{s}^{-15}$$

$$Re_{sp}^{stř.1} = \frac{13,96 \cdot 0,008}{21,77 \cdot 10^{-6}} = 5132$$

Dle velikosti Reynoldsova čísla lze usuzovat, že se jedná o turbulentní proudění. Následuje výpočet Nusseltova kritéria.

$$Nu_{sp}^{stř.1} = \frac{0,004782 \cdot (5130 - 1000) \cdot 0,7377}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,004782} \cdot (0,7377^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left(1 + 0,008^{\frac{2}{3}}\right) \cdot (1,364) = 24,59$$

$$x_5^{stř.1} = \frac{1}{8} \cdot (1,82 \cdot \log(5132) - 1,64)^{-2} = 0,004782$$

$$Y_1^{stř.1} = \frac{0,008}{1} = 0,008$$

⁵ Horní index stř. značí střední hodnotu, číslo 1 značí ochlazovací část

$$Y_2^{stř.1} = \left(\frac{102,5}{51,08} \right)^{0,45} = 1,364$$

Teplota stěny byla iteračně určena na 51,08 °C pomocí příslušného vzorce (3.9). Z Nusseltova čísla potom součinitel přestupu:

$$\alpha_{sp}^{stř.1} = \frac{24,59 \cdot 0,02955}{0,008} = 90,84 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Zcela analogicky k tomuto postupu byly určeny součinitele přestupu tepla v kondenzační části na vstupu a výstupu. Posléze zaneseno do tabulky.

Tab. 7.10 Tabulka součinitelů přestupu tepla

Místo	Rychlost	Reynolds	Nusselt	s.p.t.
	u	Re	Nu	α
	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$	-	-	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
ochlazovací část-střední hodnota	13,96	5132	24,59	90,84
kondenzační část vstup	12,39	5707	19,9	65,14
kondenzační část výstup	10,44	5655	19,56	62,23

Při výpočtu součinitele přestupu tepla v kondenzační části byl zanedbán opravný koeficient Y_2 .

7.5 Výpočet součinitele přestupu hmoty

Součinitel přestupu hmoty β popisuje intenzitu přenosu hmoty mezi fázemi méně či více mísitelnými směsmi. Následující výpočet je pouze aplikací vztahů (3.60) a (3.63) a dosazením do nich.

$$D_{kl} = \frac{0,00143 \cdot 47,5^{1,75} \cdot \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{30,16} \right)^{0,5}}{1,01325 \cdot \sqrt{2} \cdot \left(13,1^{\frac{1}{3}} + 22,4^{\frac{1}{3}} \right)} = 2,731 \cdot 10^{-1} \text{ cm}^2 \cdot \text{s}^{-1} = 2,731 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Za M_1 byla dosazena molární hmotnost vody a za M_2 byla dosazena molární hmotnost směsi bez vody. Vzhledem k vysokému objemovému zlomku dusíku v směsi, není náhoda, že molární hmotnost je blízká molární hmotnosti dusíku. Molární hmotnost M_2 byla určena dosazením do rovnice (5.1).

$$Sc = \frac{18,09 \cdot 10^{-6}}{1,132 \cdot 2,731 \cdot 10^{-5}} = 0,585$$

$$Sh = 0,023 \cdot 5681^{0,83} \cdot 0,585^{\frac{1}{3}} = 25,14$$

$$\beta = \frac{25,14 \cdot 2,731 \cdot 10^{-5}}{0,008} = 0,08581$$

Tímto výše uvedeným exemplárním výpočtem byly určeny střední hodnoty v kondenzační části kondenzátoru. Analogicky byly spočteny hodnoty na vstupu do

kondenzační části a rovněž i části výstupní. Tyto hodnoty jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 7.11 Součinitel přestupu hmoty β v kondenzační části

Lokace	Re	Sc	Sh	D_{kl}	β
	-	-	-	$m^2 \cdot s^{-1}$	$m \cdot s^{-1}$
vstup	5130	0,611	25,6	$2,844 \cdot 10^{-6}$	0,09099
střední hodnota	5681	0,5851	25,14	$2,731 \cdot 10^{-6}$	0,08581
výstup	5707	0,5636	24,73	$2,620 \cdot 10^{-6}$	0,08099

7.6 Výpočet součinitele přestupu tepla ve filmu kondenzátu

Součinitel přestupu tepla ve filmu na vstupu do kondenzátoru nemá smysl počítat, neboť je zde nulový průtok. Na výstupu už je situace jiná a je nutné se tím zabývat. Součinitel přestupu tepla ve filmu na výstupu z kondenzátoru byl určen dle 3.3. Viz exemplární výpočet.

Fyzikální vlastnosti dosazované do výpočtů jsou iteračně pomocí EES určeny přímo pro teplotu filmu, prvně před kompletací skriptu byly fyzikální vlastnosti určovány pro střední teplotu chladicí kapaliny a rozdíl byl prakticky bez vlivu na výslednou délku kondenzátoru.

$$L_F = \left(\frac{0,0007122^2}{9,81 \cdot 993^2} \right)^{\frac{1}{3}} = 37,41 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

$$Re_F = \frac{0,005076}{\pi \cdot 0,008 \cdot 0,0007122 \cdot 253} = 1,121$$

$$Nu_{F,l} = 0,925 \cdot \left(\frac{1 - \frac{1,212}{993}}{1,121} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,8901$$

$$Nu_{F,t} = \frac{0,02 \cdot 1,121^{\frac{7}{24}} \cdot 4,621^{\frac{1}{3}}}{1 + 20,52 \cdot 1,121^{\frac{-3}{8}} \cdot 4,621^{\frac{-1}{6}}} = 2,177 \cdot 10^{-3}$$

$$f_{well} = 1,121^{0,04} = 1,0046$$

$$f_{\mu} = \left(\frac{0,0005042}{0,0007196} \right)^{0,25} = 0,915$$

Za teplotu stěny zde byla dosazena vstupní teplota chladicí vody a za teplotu na okraji filmu byla dosazena výstupní teplota spalin.

$$Nu_F = \sqrt[1,2]{(1,005 \cdot 0,8901)^{1,2} + (2,177 \cdot 10^{-3})^{1,2} \cdot 0,915} = 0,89$$

$$\alpha_F = 0,89 \cdot \frac{0,6116}{37,41 \cdot 10^{-6}} = 14556 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

7.7 Součinitel prostupu tepla stěnou trubky

Dosazením do vztahu (3.44)

$$k_{tube} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 45,4}{\ln \left(\frac{0,010}{0,008} \right)} = 1278 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

7.8 Výpočet součinitele přestupu na straně chladícího média

Při výpočtu součinitele přestupu tepla na straně chladícího média byla v obou částech uvažována celková geometrie kondenzátoru nikoli jednotlivých částí. Konkrétně se jedná o délku a počet přepážek. Vzorový výpočet pro součinitel přestupu tepla na straně chladícího média v první části výměníku – části ochlazovací. Základní geometrie výměníku viz Tab. 7.12

Tab. 7.12 Základní geometrie výměníku

Veličina	Značení	Hodnota	Jednotka
vnitřní průměr trubky	d_{vnit}	8	mm
vnější průměr trubky	d_{vnej}	10	mm
počet trubek	n_t	253	-
počet trubek nad přepážkou	n_{tv}	69	-
příčná rozteč trubek	t_{t2}	12,5	mm
podélná rozteč trubek	t_t	10,83	mm
úhel uspořádání	Θ	30	°
výška přepážky	h_p	150	mm
prostor nad přepážkou	h_{vp}	75	mm
vnitřní průměr výměníku	D_1	225	mm
průměr svazku trubek	D_s	214,7	mm
průměr přepážky	D_p	223	mm
vnější průměr pláště výměníku	D_2	245	mm
počet přepážek	n_p	9	-
tloušťka přepážky	s_p	3	mm
rozteč přepážek	t_p	100	mm
délka neopřepážkovaného prostoru	t_{ln}	150	mm
průměr děr v přepážce	d_{2p}	10,8	mm

$$L_C = \frac{\pi \cdot 0,010}{2} = 0,0157 \text{ m}$$

$$x_6 = \frac{0,0125}{0,010} = 1,25$$

$$x_7 = \frac{0,01083}{0,010} = 1,083$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,25} = 0,3717$$

$$S_N = (0,1 - 0,003) \cdot 0,225 = 0,02183 \text{ m}^2$$

$$u_c = \frac{2}{0,02183 \cdot 993,2 \cdot 0,3717} = 0,2480 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Střední teplota vody v ochlazovací části $T_{C, \text{stř}} = 37,78 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Re_c = 0,248 \cdot \frac{0,0157 \cdot 993,2}{0,0006815} = 5683$$

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{5683} \cdot \sqrt[3]{4,635} = 83,46$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot 5683^{0,8} \cdot 4,635}{1 + 2,443 \cdot 5683^{-0,1} \cdot \left(4,635^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 61,07$$

Korekční faktor je zde pro zjednodušení uvažován $y_2 = 1$. Nýbrž součinitel přestupu tepla na straně páry je o 3 řády nižší a tím pádem má největší vliv na celkový součinitel přestupu tepla, má toto zanedbání nepatrný vliv na celkovou délku kondenzátoru.

Pro uspořádání a úhlem $30 \text{ }^\circ\text{C}$ se korekční součinitel y_3 spočte dosazením do rovnice (3.19).

$$y_3 = 1 + \frac{2}{3 \cdot 1,083} = 1,616$$

$$y_4 = 1$$

Neboť $Re > 100$ je korekční faktor y_4 dle (3.22) roven 1.

$$x_8 = \frac{69}{253} = 0,2727$$

$$y_5 = 1 - 0,273 + 0,524 \cdot 0,273^{0,32} = 1,073 \cong 1$$

Tento empirický odvozený vztah pro některé hodnoty x_8 nabírá hodnot vyšších než 1. Do tohoto úzkého intervalu zapadá i hodnota 0,273. Po konzultaci s vedoucím bylo rozhodnuto, že $y_5 = 1$.

$$S_{tp} = \left(259 - \frac{69}{2}\right) \cdot \frac{\pi \cdot (0,0108^2 - 0,010^2)}{4} = 2,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\varphi_{vp} = 2 \cdot \arccos \left(-1 + \frac{2 \cdot 0,15}{0,225} \right) = 141,1^\circ$$

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,225^2 - 0,223^2) \cdot \frac{360 - 141,1}{360} = 0,428 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$y_6 = 0,4 \cdot \frac{2,85}{2,85 + 0,428} + \left(1 - 0,4 \cdot \frac{2,85}{2,85 + 0,428} \right) \cdot \exp \left(-1,5 \cdot \frac{2,85 + 0,428}{4,975} \right) = 0,5901$$

$$s_{ts} = 0,225 - 0,2147 = 0,01035 \text{ m}^2$$

$$s_{tt} = 0,0125 - 0,01 = 0,0025 \text{ m}$$

$$\sum s_{tt} = \frac{0,2147 - 0,01}{0,0125} \cdot 0,0025 = 0,04094 \text{ m}^2$$

$$S_{2z} = (0,01035 + 0,04094) \cdot (0,1 - 0,003) = 4,975 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$S_{ss} = (0,225 - 0,2147 - 0,0025) \cdot (0,1 - 0,003) = 7,556 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$y_7 = \exp \left(-1,35 \cdot \frac{7,556 \cdot 10^{-4}}{4,975 \cdot 10^{-3}} \right) = 0,8133$$

Korekční součinitel y_8 rovněž pro úzký rozsah délek neopřepážkovaných částí nabírá hodnot větších než 1. Do tohoto rozsahu patří i aktuální délka l_{tn} . Z toho důvodu bylo rozhodnuto, že $y_8 = 1$

Dosazení do rovnice (3.43) pak Nusseltovo kritérium.

$$Nu = \left(0,3 + \sqrt{83,46^2 + 61,07^2} \right) \cdot 1 \cdot 1,616 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,5901 \cdot 0,8133 \cdot 1 = 80,4$$

$$\alpha_c = \frac{80,4 \cdot 0,6148}{0,01571} = 3148 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$$

Analogicky byl určen i součinitel přestupu tepla na straně vody v kondenzační části. Jediným rozdílem byly prakticky teploty vody, respektive střední hodnota. Výpočet byl přehledně shrnut do následující tabulky.

Tab. 7.13 Součinitele přestupu tepla na straně vody

Lokace	Re	Nu	α_c
	-	-	$W \cdot m^2 \cdot K^{-1}$
Ochlazovací část	5683	80,41	3148
kondenzační část	5477	79,66	3104

7.9 Výpočet délky výměníku

Nejprve bude určena teplosměnná plocha, respektive délka, kondenzační části výměníku. Z následně získané teploty chladicí vody na výstupu z kondenzační části bude určena potřebná délka ochlazovací části výměníku.

7.9.1 Délka kondenzační části

Pro určení teplosměnné plochy je nutné znát teploty filmu na vstupu a výstupu. Tyto teploty byly iteračně určeny programem EES po zadání všech potřebných rovnic. Následující exemplární výpočet tak ve své podstatě bude pouze kontrolou již známých teplot. Teploty spalin, vody a filmu jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 7.14 Teploty médií v kondenzační části

teplota	°C
$T_{F,in}$	39,7
$T_{F,out}$	36,01
$T_{C,in}$	35,00
$T_{C,out}$	36,77
$T_{G,in}$	55,00
$T_{G,out}$	40,00
$T_{T,in}$	49,26
$T_{T,out} = T_{G,out}$	40,00

Pro ověření správnosti úvahy rozdělení výměníku na ochlazovací kondenzační část je nutné použít vztahy (4.1) a (4.2).

Dosažením výše zmíněných teplot do (4.1) na výstupu z kondenzátoru platí:

$$\frac{(40 - 36,01)}{(36,02 - 35)} = 3,9 \ngtr 0,5$$

Vzhledem k nesplnění podmínky, nejedná se na výstupu z kondenzátoru o kondenzaci řízenou přenosem tepla, nýbrž přenosem hmoty.

Stav na vstupu do kondenzátoru lze ověřit dle (4.2)

$$\frac{(49,26 - 39,7)}{(39,7 - 36,77)} = 3,26 \gg 2$$

Výše uvedený výpočet potvrzuje, že kondenzace v kondenzační části je řízena přenosem hmoty už na vstupu a plocha této kondenzační části se spočte dle (4.3). V případě, kdy nebyl kondenzátor pomyslně rozdělen na dvě části, vyšla rovnice (4.2) zhruba 1,3. Na základě toho byl v průběhu výpočtu kondenzátor rozdělen na současné dvě pomyslné části.

Z teplot v Tab. 7.14 lze dosazením do rovnice (4.12) určit výkon kondenzační části.

$$\dot{Q}_{kond} = 0,1659 \cdot 1046 \cdot (55 - 40) + 0,005 \cdot 2,388 \cdot 10^6 + 0,005 \cdot 4182 \cdot (40 - 36,01) = 14807 \text{ W}$$

Pomocí kalorimetrické rovnice (4.13) lze určit teplotu vody na výstupu z kondenzátoru. Ta je však již iteračně určena programem EES, nyní proto tedy jen pro kontrolu.

Levá strana rovnice (4.13):

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{Q}_C = 14807 \text{ W}$$

Pravá strana rovnice (4.13):

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{Q}_C = 2 \cdot 4182 \cdot (36,77 - 35) = 14805 \sim 14807 \text{ W}$$

Výstupní teplota chladícího média je vskutku $T_{C,out} = 36,77 \text{ }^\circ\text{C}$. Zároveň se jedná o vstupní teplotu do ochlazovací části, dále bude využito.

Nyní je zapotřebí určit molární koncentrace páry a směsi inertních plynů na vstupu a výstupu. Pro teplotu filmu i spalin. Tyto koncentrace se určí pomocí vztahů (4.5), (4.8) a knihovny fyzikálních vlastností programu EES. Parciální tlak vodní páry lze samozřejmě určit i pomocí Antoineovy rovnice.

Jak bylo již dříve zmíněno, bude směs nekondenzujících plynů uvažována jako jeden plyn. Index 1 značí páru, index 2 značí nekondenzující plyn. B značí vprostřed proudu a F pak na okraji filmu.

Molární koncentrace interních plynů vprostřed proudu spalin na vstupu do kondenzační části se spočte následovně:

$$\tilde{y}_{2B,in} = 1 - x_{H_2O}^{55^\circ\text{C}} \quad (7.8)$$

Po dosazení do vzorce:

$$\tilde{y}_{2B,in} = 1 - 0,119 = 0,881$$

$$\tilde{y}_{1B,in} = x_{H_2O}^{55^\circ\text{C}} = 0,119$$

Na výstupu už je situace lehce komplikovanější a je nejprve nutné určit molární průtoky páry a spalin.

Dosazením do následujících vztahů:

$$\dot{N}_{1,out} = \frac{\dot{m}_{H_2O}^{40^\circ\text{C}}}{M_{H_2O}} = \frac{0,007307}{18,015} = 4,056 \cdot 10^{-4} \text{ kmol} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{N}_{1,in} = \frac{\dot{m}_{H_2O}^{55^\circ C}}{M_{H_2O}} = \frac{0,1238}{18,015} = 6,874 \cdot 10^{-3} \text{ kmol} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{N}_{G,in} = \frac{\dot{m}_{G,in}}{M_{G,in}} = \frac{0,1659}{28,72} = 5,77 \cdot 10^{-3} \text{ kmol} \cdot \text{s}^{-1}$$

Molární hmotnost spalin $M_{G,in}$ byla vypočtena dosazením do vztahu (5.11) a stejně tak i $M_{G,out}$. Vzhledem k triviálnosti a zdlouhavosti neuvedeno.

$$\dot{N}_{G,out} = \frac{\dot{m}_{G,in} - \dot{m}_{kond}^{40^\circ C}}{M_{G,out}} = \frac{0,1659 - 0,005076}{29,16} = 5,516 \cdot 10^{-3} \text{ kmol} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\tilde{y}_{1B,out} = \frac{\dot{N}_{1,out}}{\dot{N}_{G,out}} = \frac{4,056 \cdot 10^{-4}}{5,516 \cdot 10^{-3}} = 0,0735$$

$$\tilde{y}_{2B,out} = 1 - \tilde{y}_{1B,out} = 1 - 0,0735 = 0,9264$$

Molární koncentraci vodní páry na okraji filmu je funkcí teploty filmu. Nyní jsou již teploty známy a lze pro názornost dle vztahu (4.6) uvést molární koncentraci vodní páry na okraji filmu na výstupu z kondenzátoru. Během výpočtu ovšem hodnota teploty filmu nebyla známa, pro ověření správného výpočtu během vkládání rovnic byla teplota filmu nahrazena teplotou chladicí kapaliny.

Pro $T_{F,out} = 36,01^\circ C$ z knihovny EES je saturační tlak vodní páry $0,05791 \text{ bar}$. Po dosazení celkového a saturačního tlaku:

$$\tilde{y}_{1F,out} = \frac{0,0595}{1} = 0,0595$$

$$\tilde{y}_{2F,out} = 1 - \tilde{y}_{1F,out} = 0,9405$$

Analogicky pro teplotu filmu $T_{F,in} = 39,70^\circ C$ na vstupu do kondenzační části:

$$\tilde{y}_{1F,in} = \frac{0,07264}{1} = 0,07264$$

$$\tilde{y}_{2F,in} = 1 - \tilde{y}_{1F,in} = 0,9274$$

Průměrná molární koncentrace inertního plynu se spočte intuitivně, a sice:

$$\tilde{y}_{2F} = 0,5 \cdot (\tilde{y}_{2F,in} + \tilde{y}_{2F,out}) = 0,9274 + 0,9405 = 0,9339$$

Dále bylo nutné určit molární hustoty paroplynové směsi na vstupu a výstupu kondenzační části. Bylo využito následujícího vztahu:

$$n_G = \frac{\rho_G}{M_G} \text{ [kmol} \cdot \text{m}^3] \quad (7.9)$$

Po dosažení platí pro vstup:

$$n_{G,in} = \frac{1,053}{28,72} = 0,03665 \text{ kmol} \cdot \text{m}^3$$

$$n_{G,out} = \frac{1,212}{29,16} = 0,04155 \text{ kmol} \cdot \text{m}^3$$

Měrná molární tepelná kapacita páry byla určena tak, že pomocí knihovny programu EES byla určena tepelná kapacita páry pro teplotu filmu a následně vynásobena molární hmotností vody. Tj. $\tilde{c}_{p,1} = 75340 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kmol}^{-1}$. Stejně tak bylo určeno molární latentní teplo $\tilde{l}_{23} = 4,346 \cdot 10^7 \text{ J} \cdot \text{kmol}^{-1}$.

Ackermanova korekce pak určí pro vstup i výstup dle (4.11). Po dosažení platí pro vstup do kondenzační části:

$$\varphi_{T,in} = \frac{0,03665 \cdot 0,09099 \cdot 75340}{65,14} \cdot \ln\left(\frac{0,9274}{0,881}\right) = 0,1978$$

Obdobně pro výstup:

$$\varphi_{T,out} = \frac{0,04155 \cdot 0,08099 \cdot 75340}{62,23} \cdot \ln\left(\frac{0,9405}{0,9264}\right) = 0,06136$$

Pro určení teploty filmu již nyní zbývá dosadit do rovnice (4.10), před tím je však ještě nutné určit součinitele prostupu tepla z filmu přes stěnu do chladicí kapaliny k' .

Vzhledem k nulovému průtoku kondenzátu na vstupu do kondenzační části, není zde vrstva filmu, jež by byla tepelným odporem. Dosažením do (2.4):

$$k'_{in} = \frac{1}{\frac{1}{3104} + \frac{0,001}{45,4}} = 2906 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro výstup pak analogicky avšak již se započtením odporu vrstvy filmu:

$$k'_{out} = \frac{1}{\frac{1}{3104} + \frac{0,001}{45,4} + \frac{1}{14556}} = 2430 \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-1}$$

Potvrzení správnosti výsledku potvrzuje dosažení do (4.10). První v pořadí je levá strana rovnice (4.10) na vstupu do kondenzační části:

$$2906 \cdot (39,7 - 36,77) = 8514$$

Pravá strana rovnice:

$$64,73 \cdot 0,1978 \cdot \left(\frac{4,346 \cdot 10^7}{75340} + \frac{55 - 39,7}{1 - e^{-0,1978}} \right) = 8514$$

Lze prohlásit, že levá strana se rovná straně pravé. Analogicky k tomuto výpočtu lze za použití již spočtených a výše zmíněných hodnot ověřit teplotu filmu na výstupu.

Potřebná plocha kondenzátoru je pak dána rovnicí (4.3). Hodnoty ve zlomku před závorkou ve vztahu (4.3) jsou střední hodnoty. Ty byly vypočteny jako aritmetický průměr již spočtených hodnot na vstupu a výstupu. Jejich výpočet již není explicitně uveden.

$$A_{kond,min} = \frac{0,00509}{0,0391 \cdot 0,08581 \cdot 0,9339} \cdot \left(\frac{0,9405}{0,881} - \frac{0,9405}{0,9264} + \ln \left(\frac{\frac{0,9405}{0,881} - 1}{\frac{0,9405}{0,9264} - 1} \right) \right) = 2,51 \text{ m}^2$$

Ze známé potřebné plochy lze už jednoduše určit potřebnou délku svazku trubek:

$$L_{kond} = \frac{A_{kond,min}}{\pi \cdot d_{vnit} \cdot n_t} = \frac{2,51}{\pi \cdot 0,008 \cdot 253} = 0,395 \text{ m}$$

Minimální potřebná délka pro zvolené parametry médií a geometrii výměníku je **0,395 m**.

7.9.2 Délka ochlazovací části

Pro výpočet potřebné délky ochlazovací části je nutné určit součinitel prostupu k_{ochl} , ten lze učít obecně známým následujícím vzorcem:

$$k_{ochl} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_C \cdot \pi \cdot d_{vnit}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_w \cdot \ln \left(\frac{d_{vnej}}{d_{vnit}} \right)} + \frac{1}{\alpha_G \cdot \pi \cdot d_{vnej}}} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (7.10)$$

Po dosazení:

$$k_{ochl} = \frac{1}{\frac{1}{3148 \cdot \pi \cdot 0,010} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 45,4 \cdot \ln \left(\frac{0,010}{0,008} \right)} + \frac{1}{90,84 \cdot \pi \cdot 0,008}} = 2,228 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Pro určení minimální potřebné plochy ochlazovací části je nutné určit střední teplotní logaritmický spád. Lze využít následujícího vztahu.

$$dT_{ln} = \frac{\Delta t_{in} - \Delta t_{out}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{in}}{\Delta t_{out}} \right)} \quad [^{\circ}\text{C}; \text{K}]$$

Po dosazení:

$$dT_{ln} = \frac{(150 - 38,79) - (55 - 36,77)}{\ln \left(\frac{(150 - 38,79)}{(55 - 36,77)} \right)} = 51,42 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

Výkon ochlazovací části lze určit pomocí rozdílu teplot spalin, tepelné kapacity a hmotnostního průtoku. V tomto případě však bylo využito knihovny EES, stanoveny entalpie plynů při daných teplotách a následně pomocí rozdílu entalpií a hmotnostního průtoku jednotlivých plynů byl stanoven výkon, a sice že $\dot{Q}_{ochl} = 16888 \text{ W}$. Z této hodnoty byla iteračně určena pomocí kalorimetrické rovnice vody teplota na výstupu z ochlazovací části, respektive z celého výměníku. Teplota na vstupu do ochlazovací části se rovná výstupní teplotě z části kondenzační, určeno v předcházející sekci. Pro přehlednost je přiložena následující tabulka s teplotami v ochlazovací části.

Tab. 7.15 Teploty médií v ochlazovací části výměníku

teplota	°C
$T_{C,in}$	36,77
$T_{C,out}$	38,79
$T_{G,in}$	150
$T_{G,out}$	55

Dálka svazku trubek ochlazovací části:

$$L_{ochl} = \frac{\dot{Q}_{ochl}}{n_t \cdot k_{ochl} \cdot dT_{ln}} = \frac{16888}{253 \cdot 2,228 \cdot 51,43} = 0,583 \text{ m}$$

Minimální potřebná celková délka výměníku je pak dána součtem dílčích délek.

$$L_{min} = L_{ochl} + L_{kond} = 0,395 + 0,583 = 0,978 \text{ m}$$

Minimální potřebná délka výměníku je tedy 0,978 m. Po konzultaci byl přidán cca 12,5% přírůstek a **finální délka výměníku tak činí 1,1 m**.

Celkový výkon je pak rovněž součtem dílčích výkonů jednotlivých částí.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{ochl} + \dot{Q}_{kond} = 16888 + 14807 = 31695 \text{ W} \cong 31,7 \text{ kW}$$

7.10 Výpočet tlakových ztrát

Výpočet veden dle kapitoly 6. Exemplárně bude vypočtena tlaková ztráta na straně spalin.

Pro nové ocelové trubky se střední absolutní drsnost stěny k pohybuje kolem hodnoty 0,01 mm. [8]

Relativní drsnost stěny trubky potom:

$$k_{r1} = \frac{0,0001}{0,008} = 0,0125$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{5132} \right)^{16} = 6,699 \cdot 10^{13}$$

$$x_9 = \left[2,475 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{5132} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,0125} \right) \right]^{16} = 4,335 \cdot 10^{17}$$

$$\lambda_{11} = 0,8 \cdot \left[\left(\frac{8}{5132} \right)^{12} + \frac{1}{(4,335 \cdot 10^{17} + 6,699 \cdot 10^{13})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,04991$$

$$z_1 = \frac{1,1}{0,008} = 137,5$$

$$z_2 = \left(\frac{51,42}{102,5} \right)^{0,5} = 0,7083$$

$$\Delta p_{t1} = 0,04991 \cdot \frac{0,9344 \cdot 13,21^2}{2} \cdot 1 \cdot 137,5 \cdot 0,7083 = 400 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{m1} = 0,7 \cdot 1 \cdot \frac{0,9344 \cdot 13,21^2}{2} = 57,07 \text{ Pa}$$

Celková tlaková ztráta v trubkovém prostoru je pak dána součtem dvou dílčích výše spočtených ztrát, konkrétně:

$$\Delta p_{z1} = 443 + 63,75 = 457,07 \text{ Pa}$$

Obdobně, ovšem za využití vzorců pro mezitrubkový prostor, byly stanoveny ztráty v mezitrubkovém prostoru, a sice že $\Delta p_{z1} = 5071 \text{ Pa}$.

7.11 Drobné shrnutí

Pomocí výše zmíněného výpočtu byla stanovena minimální potřebná délka výměníku, která byla následně navýšena o cca 12,5% rezervu. Tato rezerva má za úkol pokrýt možné drobné nedokonalosti výpočtu, zjednodušení a změny vznikající v průběhu provozu výměníku. Po přidání rezervy je délka svazku trubek 1,1 metru. Pro tuto již o rezervu navýšenou délku svazku trubek byla spočtena tlaková ztráta, ta činí 457,07 Pa. Tlaková ztráta na straně vody pak činí 5071 Pa.

Na základě již známé geometrie a vlastností médií byl zhotoven následující stručný datasheet výměníku. Viz Tab. 7.16.

Výkres k nahlédnutí v příloze.

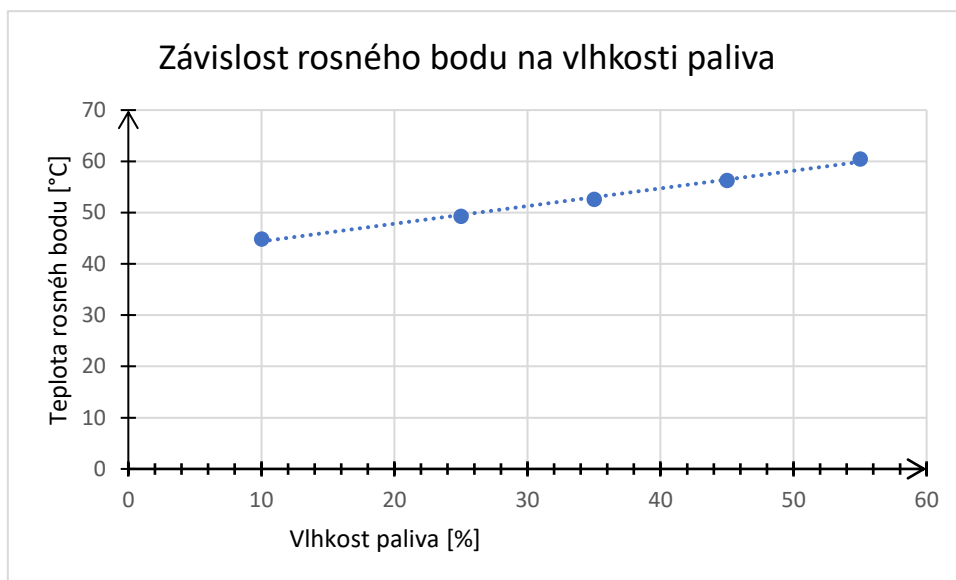
Tab. 7.16 Zjednodušený datasheet výměníku

Umístění kapaliny		Mezitrubkový prostor		trubkový prostor	
druh kapaliny		Voda		Spaliny	
hmotnostní průtok	kg/s	2	2	0,1659	0,1608
teplota	°C	35	38,79	150	40
hustota	kg/m ³	998		1,014	
viskozita	Pa·s	68,04·10 ⁻⁶		19,86·10 ⁻⁶	
molární hmotnost	kg/kmol	18		28,94	
měrná tepelná kapacita	kJ/kg·K	4182		1058	
tepelná vodivost	W/m ² ·K	0,6135		0,02919	
latentní teplo	kJ/kg	2250		-	
tlak	bar	4		1	
rychlost	m/s	0,2482		13,21	
tlaková ztráta	Pa	5071		457,07	
výkon	kW	31,7			
střední logaritmický spád	°C	34,26			
střední součinitel přestupu tepla	W/m ² ·K	102,5			
Konstrukce					
typ		svazkový - AEL			
výška výměníku	mm	1470			
Délka svazku	mm	1100			
vnitřní/vnější průměr pláště	mm	225/245			
průměr svazku trubek	mm	214,65			
počet trubek	ks	253			
vnitřní/vnější průměr trubek	mm	8/3			
úhel uspořádání trubek	°	30			
podélná/příčná rozteč	mm	10,83/12,5			
materiál trubek/pláště		ocel uhlíková/uhlíková ocel			
počet/rozteč přepážek	ks/mm	9/100			
délka neopřepážkovaného prostoru	mm	150			

8 Změna parametrů

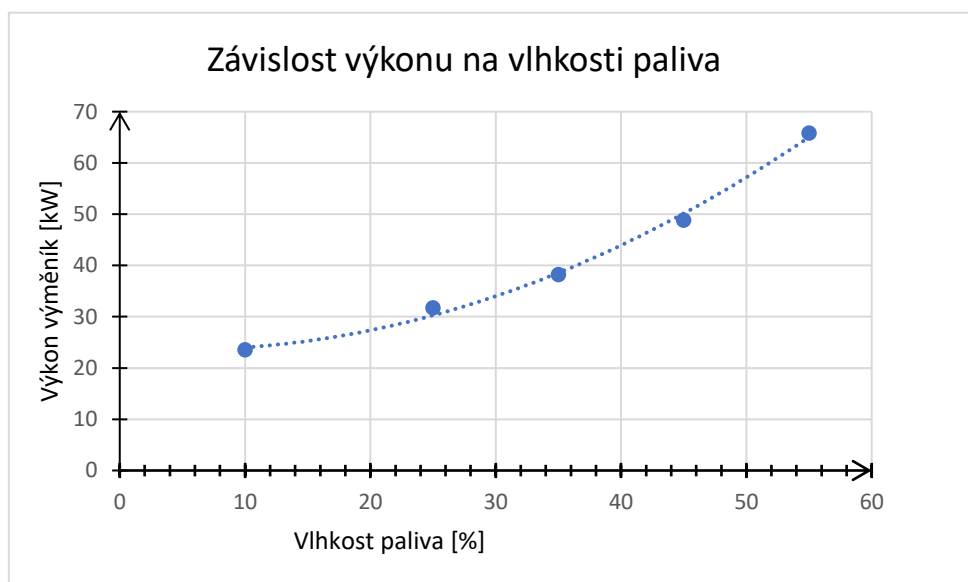
Jak bylo již zmíněno, výměník byl navržen pro hodnoty v tabulce Tab. 7.3. V této kapitole budou znázorněny závislosti jednotlivých veličin na vlhkosti paliva a teplotě vstupní vody, zkrátka vliv změny vstupních hodnot.

Důležitým parametrem je teplota rosného bodu spalin, jež je závislý pouze na vlhkosti spalovaného paliva. Tato závislost je lineární, což je zřejmé s následujícího grafu.



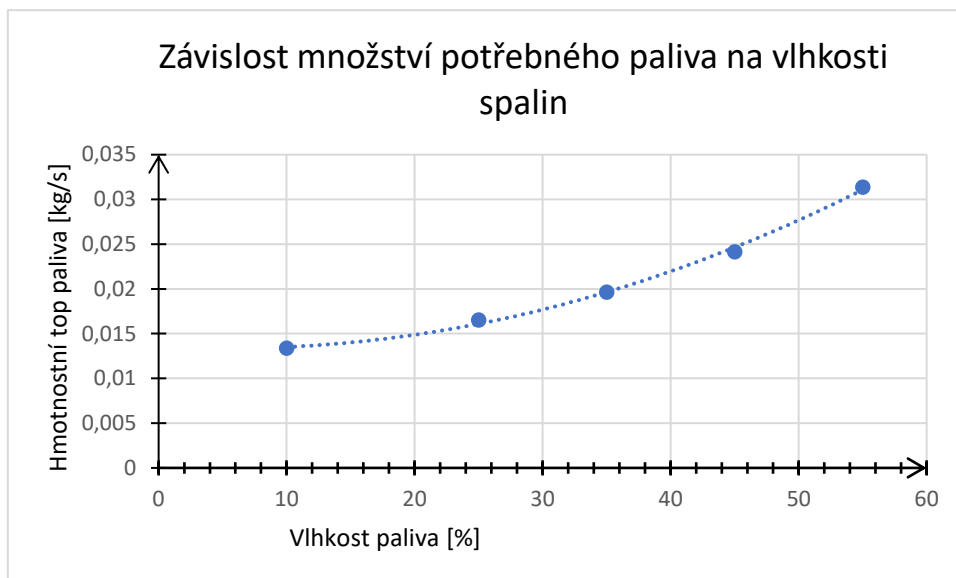
Obr. 8.1 Grafické znázornění závislosti rosného bodu na vlhkosti paliva

Zůstane-li 35° teplota vstupní vody zachována, za předpokladu 5° rozdílu mezi spalinami na výstupu a chladicí kapalinou, je závislost výkonu kondenzátoru následující.



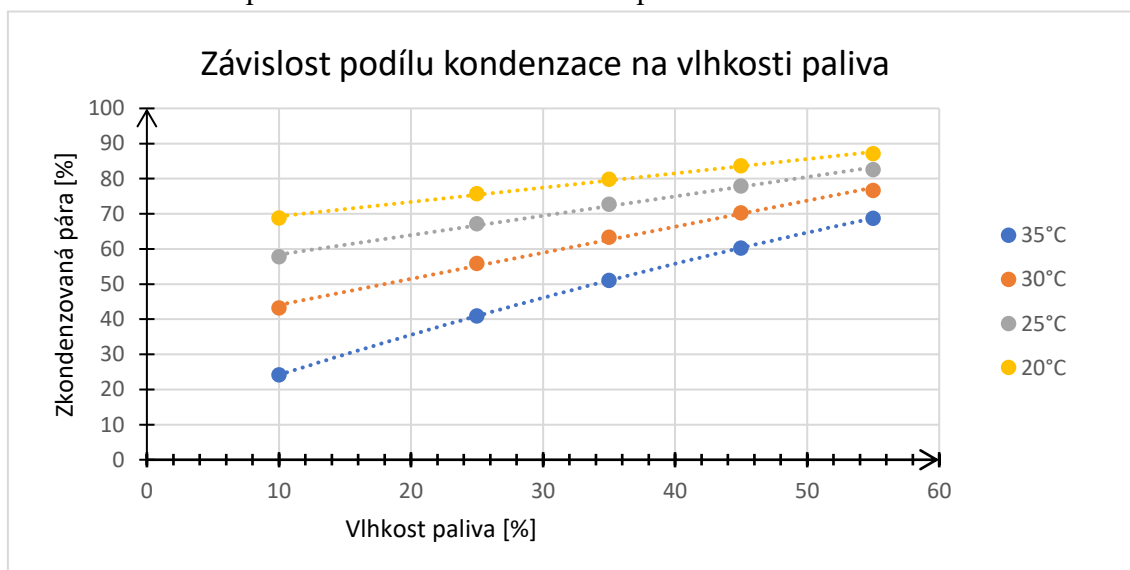
Obr. 8.2 Graf závislosti výkonu kondenzátoru na vlhkosti paliva; $T_{C,in} = 35^{\circ}C$

Množství paliva, jež je potřebné dodávat do kotle za účelem dosažení 200kW výkonu kotle, je rovněž závislé pouze na vlhkosti paliva. Tato závislost je zřejmá z následujícího grafu.



Obr. 8.3 Grafické znázornění závislosti potřebného paliva na vlhkosti paliva

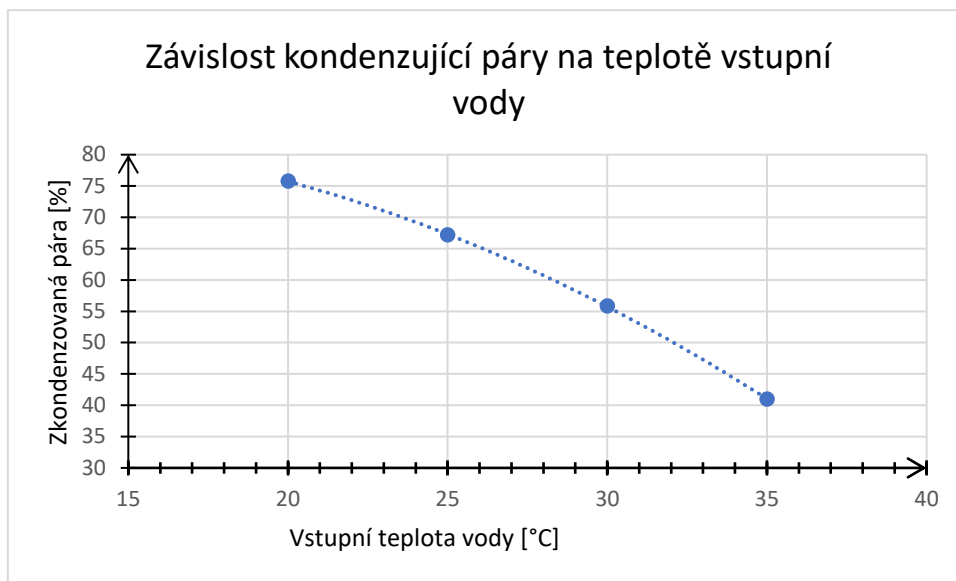
Množství vodní páry ve spalinách, které zkondenzuje, je závislé na výstupní teplotě spalin a ta je závislá na teplotě chladicího média, opět uvažován rozdíl 5 °C. Krom toho je toto množství závislé také na vlhkosti paliva. Tato závislost je zřejmá z příloženého grafu Obr. 8.4 Graf závislosti podílu kondenzace na vlhkosti paliva a Obr. 8.4 Obr. 2.3 Graf závislosti



součinitele ε_w na parametru K_w a na směru rychlosti páry

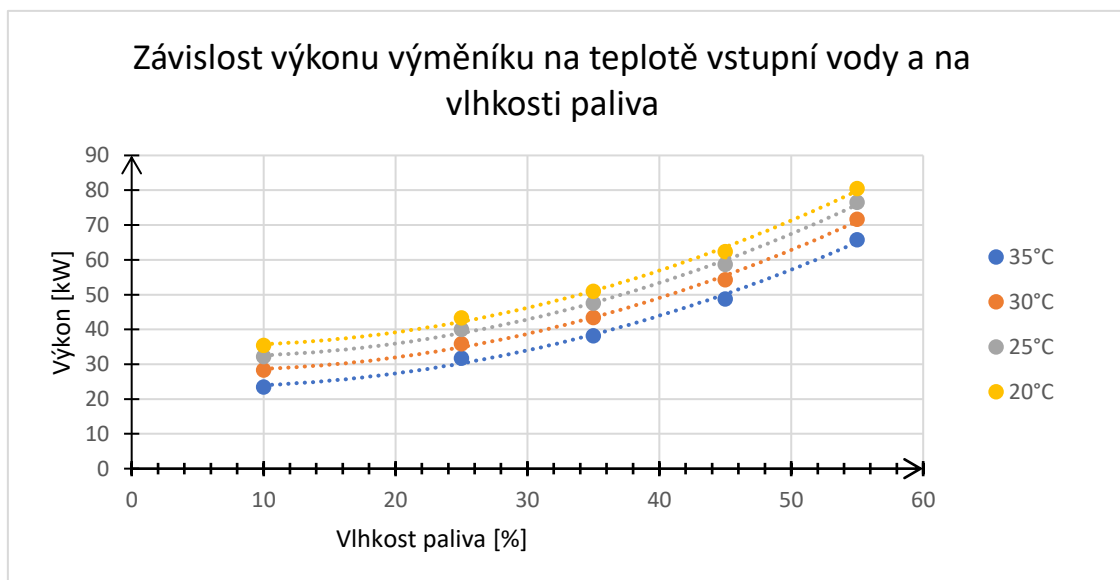
Obr. 8.4 Graf závislosti podílu kondenzace na vlhkosti paliva a $T_{C,in}$

Z grafu je zřejmé, že podíl páry ve spalinách, jež zkondenzuje, se zvyšuje s klesající teplotou spalin na výstupu z kondenzátoru. Tato závislost je očividně lineární. Závislost na výstupní teplotě spalin, respektive vstupní teplotě vody, je kvadratická a znázorněna na grafu Obr. 8.5.



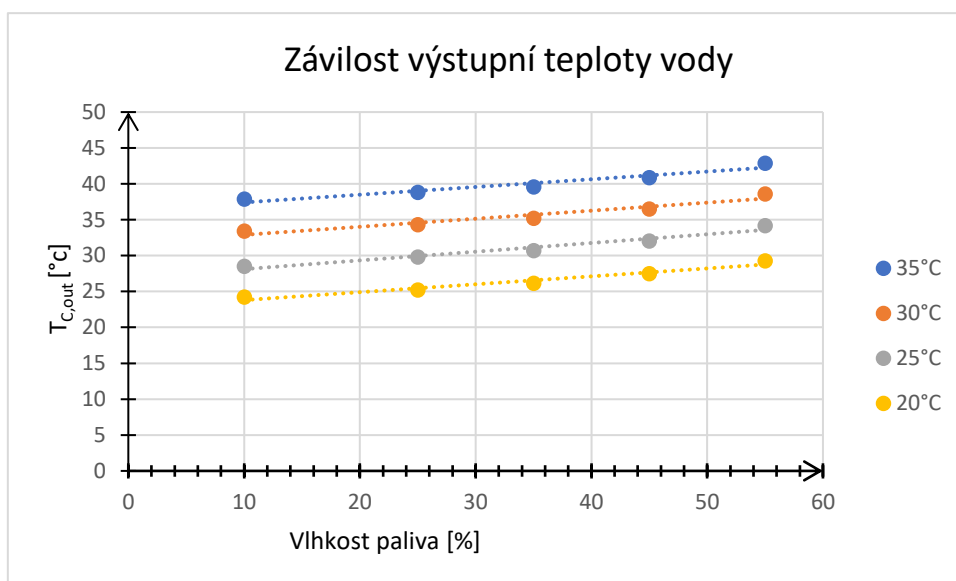
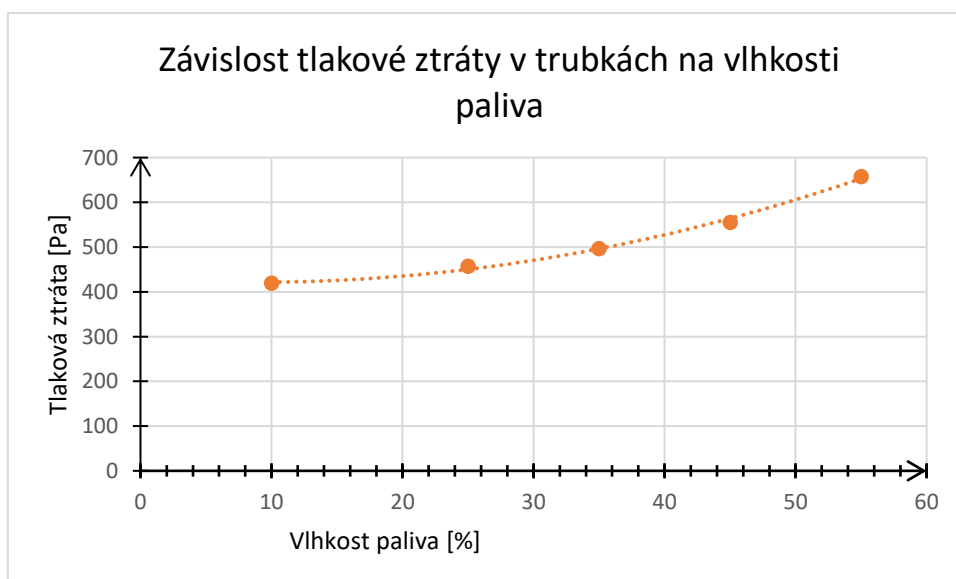
Obr. 8.5 Graf závislosti kondenzující páry na $T_{C,in}$

Následující graf, pravděpodobně nejdůležitější, zobrazuje závislost výkonu výměníku na teplotě vstupní vody a na vlhkosti paliva. Viz Obr. 8.6.



Obr. 8.6 Graf závislosti výkonu na vlhkosti paliva a $T_{C,in}$

Dále je uveden graf závislosti $T_{C,out}$ a graf závislosti tlakových ztrát.

Obr. 8.7 Závislost $T_{C,out}$ na vlhkosti paliva a $T_{C,in}$ Obr. 8.8 Graf závislosti tlakové ztráty na vlhkosti paliva; $T_{C,in} = 35^\circ\text{C}$

Z grafů 8.6 a 8.7 je vidno, že výkon výměníku roste s klesající teplotou vstupní vody, avšak snižuje se tím i výstupní teplota vody. S měnící se vlhkostí spalovaného paliva se zvyšuje jeho potřebné množství, to již bylo prezentováno na Obr. 8.3, toto zvýšené množství paliva znamená zákonitě vyšší množství vznikajících spalin. Navýšení průtoku spalin logicky musí vyústit v zvýšení rychlosti proudění spalin v trubkách, a to pak následně v růst tlakových ztrát. Z uvedených vztahů pro výpočet tlakových ztrát je evidentní, že tlakové ztráty rostou s druhou mocninou rychlosti. Tuto závislost potvrzuje výše uvedený graf.

Na základě poznatků uvedených v této kapitole lze konstatovat, že vlhkost paliva má vliv prakticky na vše. Teplota chladicí kapaliny má vliv na množství zkondenzované páry, výkon a samozřejmě i na výstupní teplotu vody.

9 Závěr

Spalinové kondenzátory jsou bezesporu možným způsobem, jak zvyšovat účinnost energetických celků, ať na rezidenční úrovni či v průmyslu. Cílem této práce bylo právě navrhnout spalinový kondenzátor. Z možných koncepcí byla zvolena varianta vertikálně orientovaného jednochodého svazkového výměníku s kondenzujícími spalinami uvnitř trubek. Jako chladicí médium v mezitrubkovém prostoru je využita voda.

V první kapitole jsou lehce představeny typy výměníků. Druhá kapitola je věnována kondenzaci, je zde osvětlena problematika kapkové a následně filmové kondenzace. Pro kondenzaci filmovou, jež je v praxi nejčastější, jsou zde uvedeny vzorce pro výpočet součinitele přestupu tepla. Přítomnost nekondenzujících plynů silně ovlivňuje intenzitu kondenzace, pro případ malého množství těchto plynů lze využít vztahů uvedených rovněž v této kapitole.

Kapitola třetí je věnována již konkrétním vztahům pro konkrétní typ spalinového kondenzátoru. Jsou zde uvedeny potřebné vztahy pro určení součinitelů přestupu tepla jak uvnitř, tak vně trubek. Hned v závěsu je kapitola čtvrtá, jež je věnována postupu určení minimální potřebné teplosměnné plochy pro zkondenzování spalin. Kapitola pátá se pak zabývá určováním fyzikálních vlastností směsi plynů. Poslední teoretickou kapitolou je tedy kapitola šestá, jež je ve své podstatě sumářem vztahů pro výpočet tlakové ztráty konkrétního typu výměníku.

Část praktická je věnována výpočtu konkrétního spalinového kondenzátoru pro předem stanovené vstupní parametry. Nejprve bylo určeno složení a objem vznikajících spalin pro předem určenou vlhkost paliva, přebytek vzduchu a účinnost kotle. Pro dosažení výkonu 200 kW je třeba $\dot{m}_{pal} = 59,47 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1}$. Tento hmotnostní průtok paliva je potřeba v případě 25% vlhkosti paliva a při uvažované 90% účinnosti kotle. Za těchto parametrů vzniká v kotli $0,1298 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ spalin. Následně byl určen stav spalin pro teplotu 150 °C, což je stanovená vstupní teplota do kondenzátoru. Vzhledem k vysokému přehřátí spalin nad rosný bod bylo nutné kondenzátor rozdělit na dvě pomyslné části, kdy v první dochází k ochlazení spalin k teplotě blízké rosnému bodu. V části druhé pak probíhá kondenzace řízená přenosem hmoty.

Pro vstupní teplotu vody 35 °C a protiproudé uspořádání médií byl stanoven výkon spalinového kondenzátoru na 31,7 kW. Minimální délka svazku byla určena superpozicí délek potřebných pro ochlazení spalin a pro kondenzaci. Výsledná minimální délka svazku výměníku 0,978 m byla následně rezervou navýšena na 1,1 m. Pro vypočtenou délku kondenzátoru pak výstupní teplota chladicí vody činí 38,79 °C. Při této uvažované situaci zkondenzuje 40,98 % páry obsažené ve spalinách.

Poslední psaná kapitola je věnována změně vstupních parametrů výměníku. Vliv vlhkosti paliva a teploty vstupní vody je nerozporovatelný a naprosto zřejmý z příslušné kapitoly. Při snížení teploty vstupní vody z 35 °C na 20 °C vzroste teoreticky výkon z 31,7 kW na 43,3 kW, to znamená cca 37% navýšení. Daleko vyšší vliv na výkon kondenzátoru má vlhkost spalovaného paliva. Při změně vlhkosti paliva z 25 % na 55 % vzroste výkon, při zachování teploty vstupní vody, z 31,7 kW na 65,8 kW, to činí nárůst o skoro 108 %.

Je nutné si však uvědomit, že zvýšení vlhkosti vede k zvýšení potřebného množství spalovaného paliva pro dosažení potřebného výkonu kotle. Zvýší-li se tedy obsah vody v palivu, zvětší se i část uvolněné energie na nižší teplotní úrovni. Vzhledem k nevysokým výstupním teplotám chladicí kapaliny lze usuzovat, že je vhodné využívat spalinové kondenzátory pro předehřev média, které bude následně ohřáto na

požadovanou úroveň. Je vždy záhodno zhodnotit, jestli se jedná o rentabilní aplikaci. Při signifikantním podchlazení spalin dochází ke snížení komínového efektu a je tak nutné použít ventilátor. Právě pořizovací náklady ventilátoru a náklady spojené s jeho provozem musí být brány do úvahy.

Seznam použitých zdrojů

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [2] RAJPUT, ER. R.K. *Heat and mass transfer*. 5. vyd. NEW DELHI: S.CHAND AND COMPANY LTD., 2000. ISBN 81-219-2617-3.
- [3] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o, 2001. ISBN 80-214-2029-4.
- [4] SAZIMA, Miroslav, Vladimír KMONÍČEK a Jiří SCHNELLER. *Teplo*. 1. vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00043-2.
- [5] V., VDI e., ed. *VDI Heat atlas*. 2. vyd. B.m.: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [6] STEHLIK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *TEPELNÉ POCHODY Výpočet výměníku tepla*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1991. ISBN 80-214-0363-2.
- [7] BUDAJ, Florian. *PARNÍ KOTLE Podklady pro tepelný výpočet*. 4. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992. ISBN 80-214-0426-4.
- [8] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. 3. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03-757-7.
- [9] TOMAN, Filip. *Výpočet tepelné bilance využití latentního tepla spalin pomocí kondenzátoru* [online]. B.m., 2018. VUT. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=169949
- [10] SKÁLA, Zdeně a Tadeáš OCHODEK. *ENERGETICKÉ PARAMETRY BIOMASY* [online]. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. ISBN https://eu.fme.vutbr.cz/userfiles/admin/files/Energeticke_parametry_biomasypdf. Dostupné z: https://eu.fme.vutbr.cz/userfiles/admin/files/Energeticke_parametry_biomasy.pdf

Seznam obrázků

Obr. 1.1 Rekuperační výměník; upraveno [1]	9
Obr. 1.2 Regenerační výměník; upraveno [1]	9
Obr. 1.3 Kontaktní výměník; upraveno [1]	10
Obr. 1.4 Směšovací výměník; upraveno [1]	10
Obr. 1.5 Uspořádání proudů včetně průběhu teplot; přepracováno [1]	11
Obr. 2.1 Kapková kondenzace; upraveno [2]	12
Obr. 2.2 Blánová (filmová) kondenzace; upraveno [2]	13
Obr. 2.3 Graf závislosti součinitele ϵ_w na parametru K_w a na směru rychlosti páry	15
Obr. 2.4 Průběhy parciálních tlaků páry a inertních plynů; přepracováno [5]	16
Obr. 3.1 Schéma tepelných odporů; přepracováno [5]	17
Obr. 3.2 uspořádání trubek; upraveno [6]	20
Obr. 3.3 uspořádání trubek ve výměníku; upraveno [6]	22
Obr. 3.4 úhel φ_{vp} ; upraveno [6]	23
Obr. 3.5 upraveno [6]	24
Obr. 7.1 Postup určování průměru svazku a výměníku	46
Obr. 7.2 Příčný řez výměníkem	46
Obr. 8.1 Grafické znázornění závislosti rosného bodu na vlhkosti paliva	61
Obr. 8.2 Graf závislosti výkonu kondenzátoru na vlhkosti paliva; $TC, in = 35^\circ C$	61
Obr. 8.3 Grafické znázornění závislosti potřebného paliva na vlhkosti paliva	62
Obr. 8.4 Graf závislosti podílu kondenzace na vlhkosti paliva a TC, in	62
Obr. 8.5 Graf závislost kondenzující páry na TC, in	63
Obr. 8.6 Graf závislosti výkonu na vlhkosti paliva a TC, in	63
Obr. 8.7 Závislost TC, out na vlhkosti paliva a TC, in	64
Obr. 8.8 Graf závislosti tlakové ztráty na vlhkosti paliva; $TC, in = 35^\circ C$	64

Seznam tabulek

Tab. 6.1 Koeficienty pro výpočet ztrátového součinitele λ ; upraveno [6]	37
Tab. 7.1 Složení smrkové štěpky	39
Tab. 7.2 Složení spalin	41
Tab. 7.3 Vstupní hodnoty	42
Tab. 7.4 Vlastnosti spalin; T=150 °C; P=1 bar	42
Tab. 7.5 Vlastnosti spalin; T=55 °C; P=1 bar	43
Tab. 7.6 Vlastnosti spalin; T=40 °C; P=1 bar	44
Tab. 7.7 Množství kondenzátu a objemový zlomek; T =40 °C; P=1 bar	44
Tab. 7.8 Střední hodnoty fyzikálních vlastností spalin	45
Tab. 7.9 Základní geometrie kondenzátoru	47
Tab. 7.10 Tabulka součinitelů přestupu tepla.....	48
Tab. 7.11 Součinitel přestupu hmoty β v kondenzační části.....	49
Tab. 7.12 Základní geometrie výměníku.....	50
Tab. 7.13 Součinitele přestupu tepla na straně vody	53
Tab. 7.14 Teploty médií v kondenzační části.....	53
Tab. 7.15 Teploty médií v ochlazovací části výměníku.....	58
Tab. 7.16 Zjednodušený datasheet výměníku	60