

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**ZÁVĚREČNÁ  
PRÁCE**

**2019**

**JAKUB  
KREMPASKÝ**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Krempaský** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **420528**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Energetika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Kondenzace vodní páry s vysokým obsahem nekondenzujících plynů**

Název diplomové práce anglicky:

**Condensation of water vapor with a high content of non-condensable gas**

Pokyny pro vypracování:

Vyhodnoťte vliv obsahu inertního plynu na kondenzaci vodní páry ve vertikálním trubkovém kondenzátoru.

Práce bude obsahovat:

1. Zpracování rešerše procesu kondenzace, typů kondenzátoru a výpočtu přestupu tepla při kondenzaci vodní páry.
2. Teoretický rozbor kondenzace vodní s obsahem inertního plynu ve vertikální trubce a sestavení bilančního modelu přestupu tepla.
3. Návrh kondenzačního výměníku a experimentální trati pro kondenzaci parovzdušné směsi včetně provedení série experimentů.
4. Teoretické i experimentální vyhodnocení vlivu obsahu inertního plynu na kondenzaci vodní páry a vzájemné porovnání jejich výsledků.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jan Havlík, Ph.D., ústav energetiky FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **17.04.2019**


Termín odevzdání diplomové práce: **05.06.2019**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2020**



Ing. Jan Havlík, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry




prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

24. 4. 2019

Datum převzetí zadání



Podpis studenta

# Čestné prohlášení

*Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Havlíka Ph.D. Všechny použité prameny a literatura jsou uvedeny v seznamu použité literatury.*

V Praze dne .....

.....

Bc. Jakub Krempaský

# Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	Jakub Krempaský
<b>Název DP:</b>	Kondenzace vodní páry s vysokým obsahem nekondenzujících plynů
<b>Anglický název:</b>	Condensation of water vapor with a high content of non-condensable gas
<b>Akademický rok:</b>	2018/2019
<b>Ústav/Odbor:</b>	Ústav energetiky
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Jan Havlík Ph.D.
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 85 Počet obrázků: 49 Počet tabulek: 19 Počet příloh: 3
<b>Klíčová slova:</b>	Kondenzace, nekondenzující plyn, vertikální trubka, přenos tepla, experimentální
<b>Keywords:</b>	Condensation, non-condensable gas, vertical tube, heat transfer, experimental
<b>Anotace:</b>	Tato práce se zabývá vyhodnocením vlivu obsahu nekondenzujícího plynu na kondenzaci vodní páry ve vertikálním trubkovém kondenzátoru. Součástí práce je rešerše kondenzace vodní páry a kondenzátorů. Dále je proveden teoretický rozbor vlivu nekondenzujících plynů na kondenzaci a vypracován výpočtový model. Hlavní částí práce je návrh kondenzátoru a provedení série experimentálních měření kondenzace vodní páry v přítomnosti vzduchu.
<b>Abstract:</b>	This thesis is focused on influence of non-condensable gas on water vapour condensation in vertical tube. At first, water vapour condensation and types of condensers are described. Theoretical investigation regarding influence of non-condensable gas on condensation is conducted and theoretical model for calculation of condensation is made. Main part of the work contains condenser design and experimental measurements dealing with condensation of water vapour in presence of air.

# Poděkování

*Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Havlíkovi Ph.D. za velmi cenné rady a čas, který mi věnoval během vypracování této práce. Dále bych chtěl poděkovat Doc. Ing. Tomáši Dlouhému CSc. za poskytnuté rady a připomínky.*

# Obsah

<b>SEZNAM SYMBOLŮ A INDEXŮ .....</b>	<b>8</b>
<b>1 ÚVOD .....</b>	<b>10</b>
<b>2 KONDENZACE .....</b>	<b>12</b>
2.1 PŘEHLED KONDENZACE .....	12
2.2 TYPY KONDENZACE .....	13
<b>3 KONDENZÁTORY .....</b>	<b>16</b>
3.1 TYPY KONDENZÁTORŮ .....	16
3.2 TRUBKOVÉ KONDENZÁTORY .....	20
3.3 APLIKACE KONDENZÁTORŮ S NEKONDENZUJÍCÍMI PLYNY .....	24
<b>4 NUSSELTOVA TEORIE FILMOVÉ KONDENZACE .....</b>	<b>27</b>
4.1 PŘEDPOKLADY NUSSELTOVA MODELU .....	27
4.2 ODVOZENÍ NUSSELTOVY TEORIE FILMOVÉ KONDENZACE .....	28
<b>5 KONDENZACE VODNÍ PÁRY S INERTNÍM PLYNEM VE VERTIKÁLNÍM TRUBKOVÉM KONDENZÁTORU .....</b>	<b>31</b>
5.1 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ KONDENZACI VODNÍ PÁRY S INERTNÍM PLYNEM .....	31
5.2 SHRNUTÍ VLIVŮ NEZÁHRNUTÝCH V NUSSELTOVĚ TEORII .....	44
5.3 TEORETICKÝ MODEL VÝPOČTU KONDENZACE VODNÍ PÁRY S INERTNÍM PLYNEM .....	45
<b>6 NÁVRH KONDENZÁTORU .....</b>	<b>50</b>
6.1 ZADÁNÍ .....	50
6.2 NÁVRHOVÝ BILANČNÍ VÝPOČET .....	51
6.3 KONSTRUKCE KONDENZÁTORU .....	55
<b>7 NÁVRH EXPERIMENTÁLNÍ TRATI .....</b>	<b>58</b>
7.1 SCHÉMA TRATĚ .....	58
7.2 MĚŘÍCÍ PRVKY .....	59
<b>8 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA CHLADICÍ STRANY V NAVRŽENÉM KONDENZÁTORU .....</b>	<b>61</b>
8.1 MĚŘENÍ KONDENZACE ČISTÉ PÁRY .....	61
8.2 VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ .....	61
8.3 PROUDĚNÍ VODY V MEZIKRUŽÍ NAVRŽENÉHO KONDENZÁTORU .....	64
<b>9 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ KONDENZACE VODNÍ PÁRY V PŘÍTOMNOSTI VZDUCHU .....</b>	<b>67</b>
9.1 POPIS MĚŘENÍ .....	67

9.2	POSTUP VYHODNOCENÍ .....	67
<b>10</b>	<b>VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ .....</b>	<b>70</b>
10.1	VÝSLEDKY Z EXPERIMENTÁLNÍHO MĚŘENÍ .....	70
10.2	VÝSLEDKY Z TEORETICKÉHO MODELU .....	73
10.3	POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ Z MĚŘENÍ A Z TEORETICKÉHO MODELU .....	76
<b>11</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>79</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>81</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>83</b>
	<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>85</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>85</b>

# Seznam symbolů a indexů

## Seznam symbolů

<b>Veličina</b>	<b>Název veličiny</b>	<b>Jednotka</b>
A	obsah	[m <sup>2</sup> ]
b	šířka filmu kondenzátu	[m]
c	měrná tepelná kapacita	[J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
C	koeficient	[-]
d	průměr trubky	[m]
d <sub>h</sub>	hydraulický průměr	[m]
E <sub>T</sub>	Ackermannův součinitel	[-]
g	gravitační konstanta	[m/s <sup>2</sup> ]
H	výška	[m]
h̃	molární entalpie	[J/mol]
h <sub>v</sub>	výparné teplo	[J/kg]
k, k', k''	součinitele prostupu tepla	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
l <sub>uk</sub>	uklidňovací délka	[m]
L	délka trubky	[m]
Le	Lewisovo číslo	[-]
m	měrná hmotnost	[kg/m <sup>2</sup> ]
M	hmotnost	[kg]
Ṁ	hmotnostní tok	[kg/s]
M <sub>m</sub>	molární hmotnost	[kg/kmol]
ṅ	lokální molární tok	[mol.m <sup>-2</sup> .s <sup>-1</sup> ]
Ṅ	molární tok	[mol/s]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
p	tlak	[Pa]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
q	měrný tepelný tok	[W/m <sup>2</sup> ]
Q	tepelný výkon	[W]
r	poloměr	[m]
R	tepelný odpor	[m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
s	tloušťka stěny	[m]
T	teplota	[K]
T <sub>LN</sub>	logaritmický teplotní spád	[K]
w	rychlost	[m/s <sup>1</sup> ]
y	hmotnostní koncentrace	[-]
ỹ	molární koncentrace	[-]

## Seznam indexů

<b>Index</b>	<b>Význam</b>
1	vstup
2	výstup
a	vzduch
ann	mezikruží
F	film kondenzátu
F,SAT	film kondenzátu na fázovém rozhraní
G	směs plynu a páry
hyd	hydrodynamický
ch	charakteristický
ii	vnitřní trubka vnitřní průměr
io	vnitřní trubka vnější průměr
K	chladičí voda



KON	kondenzát
krit	kritický
l	kapalná fáze
lam	laminární
m	střední
oi	vnější trubka vnitřní průměr
oo	vnější trubka vnější průměr
p	vodní pára
s	pevná fáze
sc	podchlazený
sh	přehřátý
shs	smykové napětí
SAT	saturační
sen	citelný
T	celkový
tř	třecí
turb	turbulentní
v	vypařování
W	stěna
W, F	stěna na straně filmu kondenzátu
W, K	stěna na straně chladicí látky
wav	zvlnění

## Seznam zkratk

### Zkratka Význam

CCS	záchyt a ukládání CO <sub>2</sub> (Carbon capture and storage)
Souč.	součinitel

## Seznam řeckých symbolů

Veličina	Název veličiny	Jednotka
$\alpha$	součinitel přestupu tepla	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\delta$	tloušťka filmu kondenzátu	[m]
$\theta$	kontaktní úhel	[°]
$\lambda$	tepelná vodivost	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\eta$	dynamická viskozita	[kg.m <sup>-1</sup> .s <sup>-1</sup> ]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\rho$	hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	mezifázové napětí	[N/m]
$\tau$	smykové napětí	[N/m <sup>2</sup> ]
$\Phi_T$	bezrozměrný hmotnostní tok	[-]

# 1 Úvod

Existuje široká oblast výskytů, ve kterých inertní plyny ovlivňují kondenzaci vodní páry. Právě zkoumání kondenzace v přítomnosti inertních plynů může být pro mnoho technologií z ekonomického a technického hlediska velmi přínosné. Výskyt inertních plynů lze nalézt například v tepelných procesech nejčastěji ve výměnících tepla v elektrárnách. Dále při separaci CO<sub>2</sub> a vodní páry u technologií CCS, které mohou významnou měrou přispět k dosažení stanovených emisních cílů CO<sub>2</sub>. Důležitá je také při odsolování čisté vody, které s intenzivnějšími obdobími sucha může hrát čím dál větší roli. V jaderných elektrárnách má přímý vliv na bezpečnost elektrárny, jelikož při haváriích typu LOCA je velké množství kondenzující páry vypouštěno do kontejnmentu, který obsahuje vzduch. Důležitou roli hraje také v chemickém průmyslu a ve všech procesech týkajících se destilace, rektifikace, absorpce apod. [1, 2, 3]

Kondenzace vodní páry může probíhat dvojím způsobem buď přes chlazený pevný povrch, nebo přímým kontaktem s chladicí látkou. Pokud nedochází k přímému kontaktu páry s chladicí látkou, tvoří se kondenzát ve formě kapiček nebo filmu na daném povrchu. V praxi je dosažení kapičkové kondenzace poměrně složité, jelikož vyžaduje speciálně upravené povrchy nebo přidání chemických sloučenin. Proto je filmová kondenzace běžnějším typem ve většině technických aplikací. V mnoha případech se vodní pára vyskytuje ve směsi s jinou parou nebo plynem. Plyn je látka, která má při normálních podmínkách plynné skupenství a ke kondenzaci za běžných podmínek dochází pouze při jejím vysokém podchlazení. Proto při kondenzaci vodní páry zůstává plyn v plynném skupenství, čímž ji značně ovlivňuje. K přítomnosti inertních plynů při kondenzaci vodní páry může docházet z důvodu netěsnosti trubek, výskytu nečistot v pracovní látce nebo z důvodu chemických reakcí mezi pracovní látkou a okolním materiálem. [3, 4]

Přítomnost inertních plynů při kondenzaci páry vytváří přídavný odpor a snižuje celkový přestup tepla. Popis tohoto jevu a výpočet kondenzace se pak stává mnohem složitější než v případě čisté páry. Předchozími studiemi je prokázáno, že i při koncentraci inertního plynu 0,5 hm. % klesá součinitel přestupu tepla o více než 50 %. V mnoha technologických procesech je tento jev poměrně dobře znám díky dlouholetým zkušenostem a mnoha provedeným analýzám. Jedná se zejména o procesy, ve kterých se vyskytují spíše menší koncentrace plynů. Naopak s příchodem nových výzev a snaze zvyšovat účinnost procesů, dochází k rozvíjení dosud nerozšířených technologií, kde obsah inertních plynů může být i v řádech desítek hm. %. To dle dostupné literatury není tak prozkoumaným jevem, a proto výzkum v této oblasti může pomoci při návrhu a optimalizaci zařízení v daných odvětvích. [5–7]

Cílem této práce je vyhodnotit vliv vysokých koncentrací inertního plynu na kondenzaci vodní páry ve vertikálním trubkovém kondenzátoru. Vyhodnocení je provedeno vypracováním teoretického výpočtového modelu, provedením experimentálního měření a porovnáním teoretických výsledků s experimentálními. Výsledky z experimentálního měření a z teoretického modelu jsou provedeny pro snadnou přenositelnost do oblastí, ve kterých se předpokládá přítomnost inertních plynů. Vertikální trubkový kondenzátor byl vybrán, protože je to běžně používaný typ výměníku. Používá se ve zmíněných procesech v elektrárnách, technologiích CCS, odsolovacích procesech či procesním a chemickém průmyslu. Výhody použití plynou z důvodu jeho přizpůsobivosti a z toho, že výsledky z jedné trubky jsou poměrně snadno přenositelné na vícetrubkové kondenzátory.

Práce je rozdělena na tři základní části. V teoretické části je uvedena rešerše kondenzace vodní páry a rozebráno vypracování teoretického modelu výpočtu kondenzace vodní páry v přítomnosti vzduchu. V experimentální části je popsán návrh kondenzátoru a experimentální trati a postup vyhodnocení experimentálních měření. V poslední části je provedeno vyhodnocení a porovnání výsledků z experimentálního měření a z teoretického modelu.

## 2 Kondenzace

V této kapitole je uvedeno několik možných způsobů rozdělení kondenzace a její základní typy.

Kondenzace je proces, který vzniká, jakmile se páry kapaliny dostanou do kontaktu s předmětem o teplotě nižší, než je saturační teplota dané páry. Při tomto procesu pára odevzdá teplo chladnější látce, kterou je nejčastěji stěna nebo přímo chladicí látka. [3]

### 2.1 Přehled kondenzace

Existuje několik kritérií, podle kterých lze kondenzaci rozdělit. V závislosti na daném kritériu pak existuje několik způsobů rozdělení kondenzace. Tato práce se zabývá kondenzací vodní páry s nekondenzujícími plyny v trubkovém vertikálním kondenzátoru. Rozdělení kondenzace pro zařazení tohoto typu může být provedeno podle následujících kritérií: [3, 8, 9]

#### Typ kondenzující látky

- Jednosložková
- Vícesložková
  - Kondenzace za přítomnosti nekondenzujícího plynu
  - Kondenzace nemísitelných par

#### Rychlost proudění kondenzující látky

- Nízká – kondenzát ovlivněn zejména gravitačními silami
- Vysoká – kondenzát ovlivněn zejména smykovým napětím proudící páry

#### Typ kondenzace

- Filmová
- Kapková
- Formou tvorby kapek uvnitř páry
- Přímým kontaktem
- Nemísitelných kapalin

#### Místo kondenzace

- Uvnitř trubek
- Vně trubek (v plášti)

#### Typ kondenzátoru

- Směšovací
- Deskové
- Trubkové

#### Geometrie trubek

- Horizontální
- Vertikální
- Nakloněná

## 2.2 Typy kondenzace

Proces kondenzace se ve skutečnosti odehrává několika různými způsoby. Základním rozdělením je podle typu přeměny páry v kapalinu, tzn. podle způsobu tvorby kapaliny při kondenzaci. Pokud se na stěně tvoří zárodky kondenzátu ve formě kapek, jedná se o heterogenní kondenzaci. Tam patří filmová a kapková kondenzace. Zárodky kapek se přitom tvoří na rozhraní parní fáze a jiné fáze, s kterou je pára v kontaktu. Jakmile jsou kapičky kondenzátu obklopeny kondenzující parou a nejsou v kontaktu s žádnou chladnou stěnou či dalším médiem, jedná se o homogenní kondenzaci. Do té patří tvorba kondenzátu ve formě kapek uvnitř páry, kondenzace páry na částicích jiné látky a kondenzace par dvou nemísitelných kapalin. [10, 11]

### 2.2.1 Filmová

Obecně se tento typ kondenzace skládá ze tří současně probíhajících dějů [12]

- a) „*Molekulární a molární transport plynné fáze k fázovému rozhraní*“
- b) „*Vlastní změna skupenství plynné fáze na fázovém rozhraní*“
- c) „*Odvod skupenského tepla kondenzačního z fázového rozhraní vrstvou kondenzátu do ochlazovacího povrchu*“

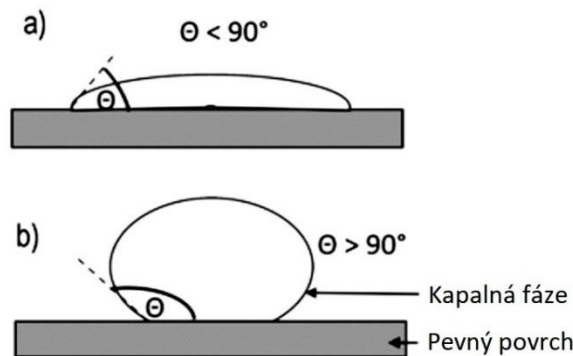
Filmová kondenzace vzniká na smáčeném povrchu jako je stěna trubky nebo jakýkoliv rovný povrch, který má teplotu menší než saturační teplota dané páry (Obr. 2.2). Kondenzát tvoří souvislý film na povrchu stěny, který může být v klidu nebo může mít laminární či turbulentní tok. Po nějaké době film kondenzátu pokrývá celý povrch stěny a kondenzace dále neprobíhá přímo na povrchu stěny ale na povrchu filmu kondenzátu. Míra kondenzace je snížena, jelikož film kondenzátu tvoří další odpor přenosu tepla z páry do stěny. V praxi je tento typ kondenzace nejrozšířenější a uvažuje se s ním také v experimentálním měření a teoretickém modelu této práce. [10, 13]

### 2.2.2 Kapková

Při tomto typu kondenzace se kondenzát tvoří ve formě kapiček na ochlazujícím povrchu (Obr. 2.3). Objevuje se, pokud není ochlazující povrch kondenzátem smáčivý, což závisí na silách, které na kapičky působí. Smáčivost stěny lze vypočítat dle smáčivého úhlu, který je definován povrchovým napětím mezi fázemi pevná - plynná, pevná - kapalná a kapalná - plynná dle rovnice (2.1). Pokud je úhel větší než  $90^\circ$ , je povrch kapalinou nesmáčivý a nastává kapková kondenzace. Teoreticky je preferována kapková kondenzace před filmovou, jelikož má vyšší součinitel přestupu tepla. Ten může být 2 – 20 krát větší než při filmové kondenzaci. [14] Je to z toho důvodu, že chladnější stěna je v přímém styku s parou, jelikož kapičky nepokrývají celý povrch stěny. To znamená, že se odpor na fázovém rozhraní a odpor ve formě kondukce v kapalně

fázi zkondenzované páry při tomto jevu nevyskytuje. Dosažení kapkové kondenzace lze provést několika způsoby přidáním přísad do kondenzující páry nebo úpravou povrchu stěny. Tento proces není ale dlouhodobě udržitelný, jelikož po nějaké době přejde ve filmovou kondenzaci, a proto se v praxi počítá převážně s kondenzací filmovou. [7, 11, 13]

$$\cos \theta = \frac{\sigma_{sv} - \sigma_{sl}}{\sigma_{lv}} \quad (2.1)$$



Obr. 2.1 – a) Smáčivý povrch b) Nesmáčivý povrch [15]

### 2.2.3 Kondenzace formou tvorby kapek uvnitř páry

V některých případech dochází ke kondenzaci uvnitř samotné páry, kdy pára začne kondenzovat a vytvářet tzv. mlhu. Na Obr. 2.4 je vidět proud páry, ve kterém jsou vytvořeny zárodky kondenzátu. Tento děj nastává, pokud dojde k náhlému poklesu teploty nebo tlaku páry. Pokud se stane, že náhle dojde k podchlazení páry a jsou v něm přítomny částice jiné látky, začne se uvnitř páry na kontaminujících částicích vytvářet kondenzát. [3, 10]

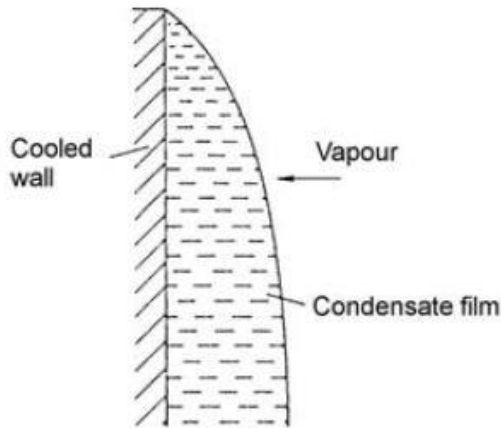
### 2.2.4 Kondenzace přímým kontaktem

Kondenzace přímým kontaktem lze vidět na Obr. 2.6. Nastává například vstřikováním kapaliny do páry nebo páry do kapaliny přes trysku. Při vstřikování kapaliny do páry se kapky rozmísí v objemu a na jejich povrchu se pak tvoří kapky kondenzátu. Při vstřikování páry do kapaliny jsou bubliny páry obklopeny chladnější kapalinou, přičemž dochází ke vzájemné srážce a kondenzaci. Výhodou tohoto typu kondenzace je vysoký součinitel přestupu tepla, nevýhodou pak vzájemné míšení obou médií. [10, 16]

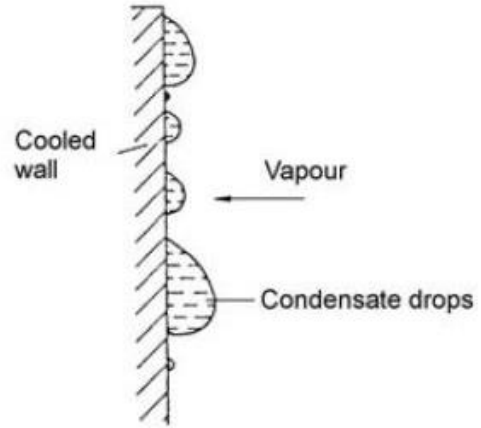
### 2.2.5 Kondenzace nemísitelných kapalin

Často se lze v průmyslových aplikacích setkat s kondenzací ne jedné složky ale směsi par. Jelikož mají látky v této směsi různé saturační teploty, probíhá kondenzace odlišně než při kondenzaci samostatné páry. Během ochlazování směsi začne kondenzovat nejprve látka, která má vyšší saturační teplotu. Tento typ kondenzace nastává u par, jejichž kapalné fáze jsou částečně nebo vůbec nímíselné. Jsou to například směsi vodní páry s organickými sloučeninami. Během

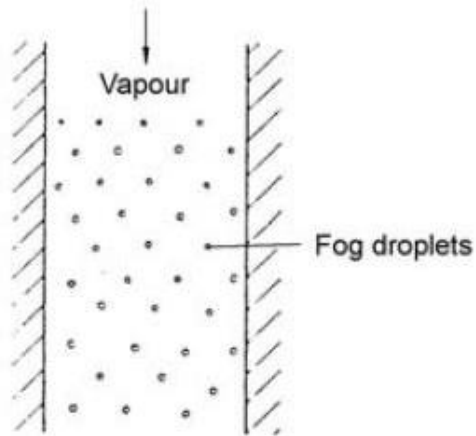
kondenzace tvoří kondenzát jedné látky souvislý film, ve kterém se nacházejí kapky druhé látky. Vytváří se tak směs kondenzátu ve formě filmu a kapek, které jsou různě rozloženy v objemu filmu (Obr. 2.5). [3, 10]



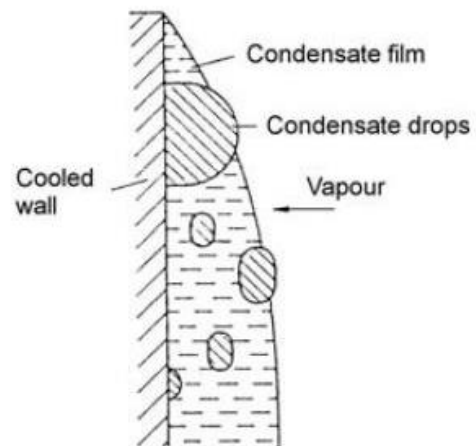
Obr. 2.2 – Filmová kondenzace [3]



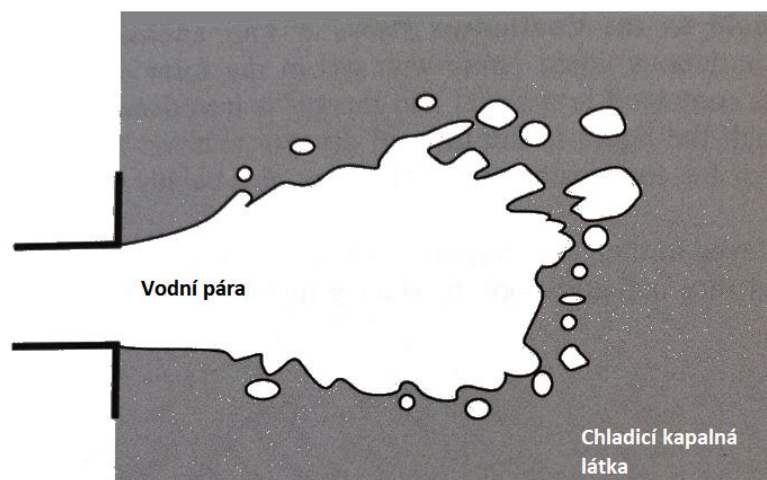
Obr. 2.3 – Kapková kondenzace [3]



Obr. 2.4 – Kondenzace formou tvorby kapek uvnitř páry [3]



Obr. 2.5 – Kondenzace nemísitelných kapalin [3]



Obr. 2.6 – Příklad kondenzace přímým kontaktem [8]

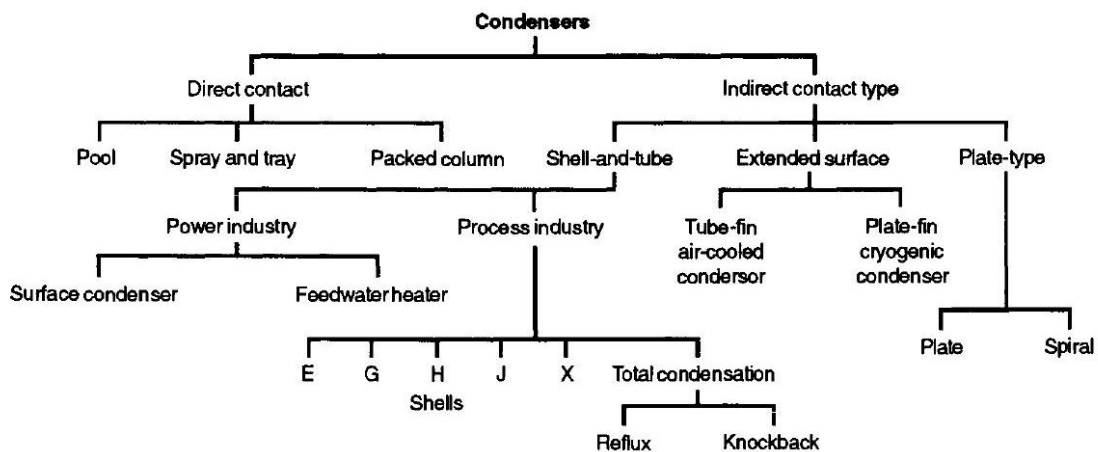
## 3 Kondenzátory

V této kapitole jsou představeny hlavní typy kondenzátorů se zaměřením na trubkové kondenzátory. Jsou zde také uvedeny některé aplikace kondenzátorů, ve kterých dochází ke kondenzaci vodní páry smíchané s nekondenzujícími plyny.

Kondenzátor je výměník tepla, ve kterém dochází ke změně skupenství páry na kapalinu. Tato změna je tvořena odváděním skupenského tepla kondenzačního pro příslušný tlak a teplotu páry. Skupenské teplo je odvedeno na ochlazovací povrch nebo je odebráno přímo chladicí látkou. Může být také navýšeno o teplo plynoucí z přehřátí či podchlazení kondenzující páry. [17]

### 3.1 Typy kondenzátorů

Jedno ze základních rozdělení kondenzátorů je dle způsobu přenosu tepla mezi pracovními látkami. Tento parametr rozděluje kondenzátory dle toho, jestli pracovní látky přijdou během kondenzace do vzájemného styku nebo ne. Od toho jsou odvozeny směšovací a povrchové kondenzátory (anglicky direct a indirect). Existují i další způsoby, jakými je možné kondenzátory rozdělit. Například dle typu chladicího média na kondenzátory chlazené vodou, vzduchem nebo jiným médiem. Dále dle způsobu konstrukce kondenzátoru, počtu chodů nebo orientace svazků kondenzátoru. [17] Jedno z možných rozdělení je představeno v [9] a je možné ho vidět na Obr. 3.7.



Obr. 3.7 – Rozdělení kondenzátorů [9]

#### 3.1.1 Směšovací

Směšovací kondenzátory (anglicky direct contact) jsou založeny na vzájemném styku pracovních médií, při kterém dochází k jejich míšení. Mají proto omezené možnosti použití tam, kde je dovoleno smíchání chladicí látky a kondenzující páry, anebo v případech, kdy pracovní média tvoří nemísitelné kapaliny, které lze dodatečně oddělit. Využívají se již velmi dlouhou

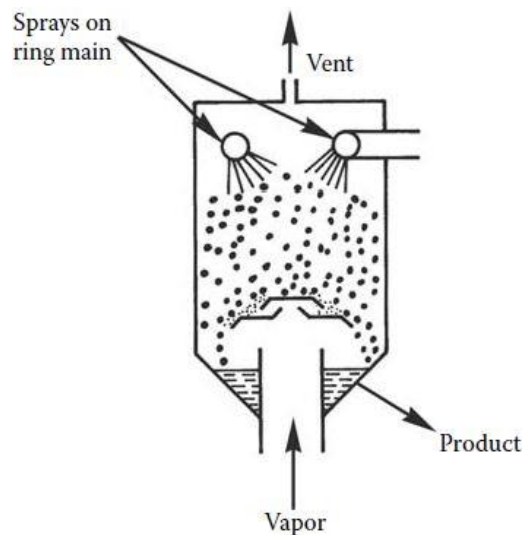


dobu a nalézají uplatnění v řadě průmyslových aplikací jako např.: v ropném a chemickém průmyslu, kde se používají pro částečný odvod tepla z destilačních a absorpčních kolón; v elektrárnách a teplárnách primárně ke kondenzaci páry; v odsolovacích systémech; absorpčních chladicích cyklech. [9, 17]

Hlavní výhodou těchto kondenzátorů je, že kondenzace probíhá za vysokého přenosu tepla na jednotkový objem, což je dáno přímým stykem pracovních látek. I když existuje mnoho konstrukčních řešení těchto kondenzátorů, dají se rozdělit na tři základní typy. [17]

### ***Sprchové (anglicky spray nebo jet and sheet) kondenzátory***

Je to nejpoužívanější typ směšovací kondenzátorů. Tyto kondenzátory jsou založené na tom, že je chladicí látka pomocí trysky vstříkována do nádoby s parou a ke kondenzaci dochází na samotných kapkách nebo proudu chladicí látky (Obr. 3.8). Při návrhu je důležité, aby kapky či proud chladicí látky byly dobře rozprášeny v páře a aby v ní setrval dostatečnou dlouhou dobu. Je to z důvodu poskytnutí dostatečně velké plochy a času pro přenos tepla mezi médii. Tento typ kondenzátoru se obvykle používá pro kondenzaci vodní páry vstříkáváním kapek nebo proudu vody. Jako pracovní látky lze také použít nemísitelné tekutiny, které se následně oddělují. Při návrhu se hlavně dbá na čistotu chladicí látky, jelikož by při provozu mohlo docházet k zanášení trysky. [8, 17]

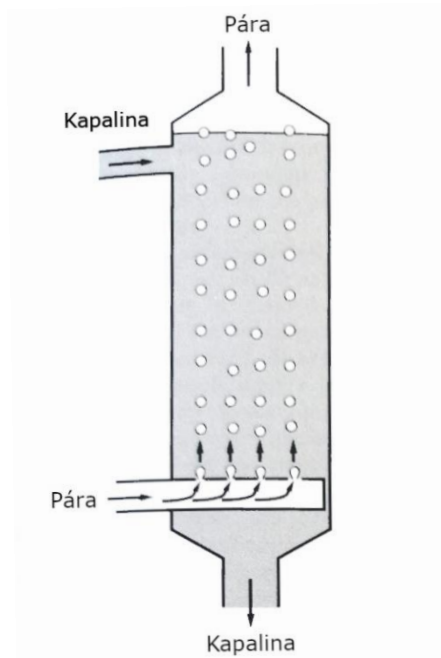


Obr. 3.8 – Sprchový kondenzátor [17]

### ***Rozprašovací (anglicky pool nebo bubble) kondenzátory***

Tyto kondenzátory se skládají z nádoby s chladicí látkou, do které je vstříkována kondenzující pára (Obr. 3.9). Tento typ má několik nevýhod, jelikož může dojít k nasávání chladicí látky s kondenzátem do vstupní části vstříkování páry, což může poškodit vstříkující ejektor. Dále je možné, že je do nádoby nasána velká bublina páry, která by při zhroucení mohla

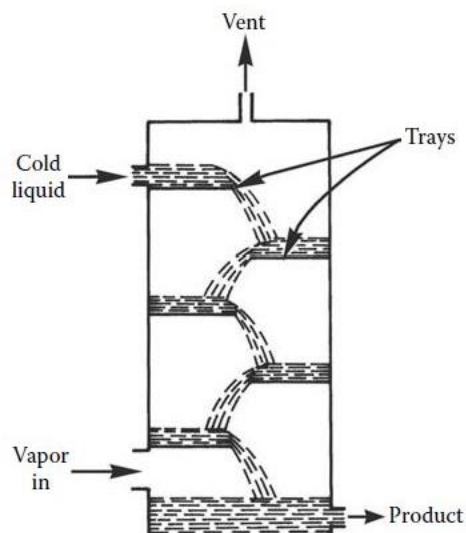
poškodit nádobu s chladicí látkou. Tyto problémy lze eliminovat použitím velkého počtu malých děr pro vstup páry, anebo použitím speciálních ejektorů. [8, 17]



Obr. 3.9 – Rozprašovací kondenzátor [8]

#### ***Filmové (anglicky tray) kondenzátory***

V těchto kondenzátorech dochází ke kondenzaci páry na filmu chladicí látky, která proudí po nějakém svislém povrchu dolů. Typický příklad takového kondenzátoru lze vidět na obrázku Obr. 3.10. Chladicí látka může také stékat postupně po jednotlivých překážkách. Toho se dá docílit ve výměnících typu patrových kolón nebo nakloněním rovin navazujících za sebou, po kterých stéká chladicí látka. [8, 17]



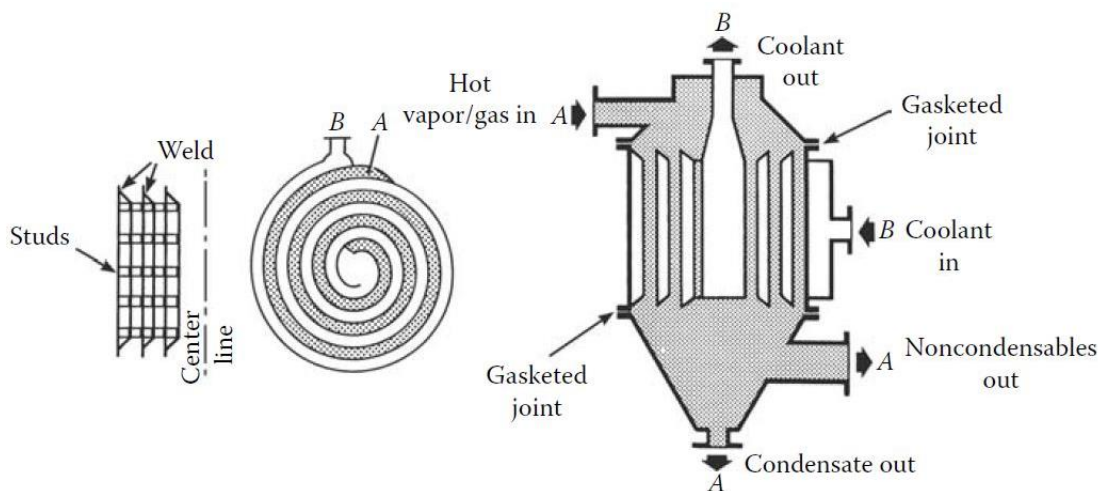
Obr. 3.10 – Filmový kondenzátor [17]

### 3.1.2 Povrchové

Druhým základním typem kondenzátorů jsou povrchové kondenzátory. Pracovní látky v povrchových kondenzátorech jsou odděleny teplosměnnou plochou a nepřicházejí do vzájemného styku. Oproti směšovací kondenzátorům tak nedochází k znečištění chladicího média a není nutná jeho případná regenerace a separace. Nepřímé kondenzátory lze rozdělit na deskové, vzduchové a trubkové [17], přičemž každá skupina má několik svých dalších konstrukčních řešení. V této části je popsáno několik základních možností.

#### ***Deskové kondenzátory***

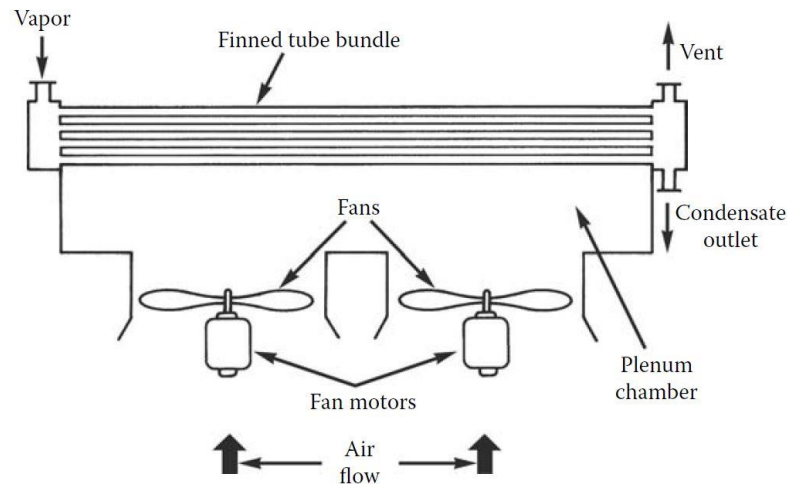
V těchto kondenzátorech jsou média oddělena rovnou teplosměnnou plochou (Obr. 3.11). Mají příznivou cenu, málo se zanáší a mají vysoký součinitel přestupu tepla plynoucí z profilování teplosměnné plochy. Jsou také kompaktní a modulární, takže mají poměrně široký rozsah využití. Hrozí u nich ale větší riziko netěsností, takže nejsou vhodné pro větší teploty a tlaky. Lze je dělit podle profilu teplosměnné plochy na kondenzátory s hladkými deskami, s profilovanými deskami a spirálové kondenzátory. [17]



Obr. 3.11 – Spirálový deskový kondenzátor [17]

#### ***Vzduchem chlazené kondenzátory***

Používají se zejména v případech, kdy nelze efektivně zajistit dodávku vody. Na Obr. 3.12 lze vidět příklad tohoto typu s žebrovanými trubkami. Proudění vzduchu je zajištěno přirozeně z rozdílu tlaků nebo obvykle pomocí ventilátorů. Konstruují se tak, aby v trubkách kondenzovala pára a vzduch proudil na vnější straně trubek. Trubky jsou z důvodu nízkého koeficientu přestupu tepla vzduchu často opatřeny žebry pro zvětšení teplotní plochy. Nevýhodou těchto kondenzátorů je, že potřebují poměrně velký prostor. Další problémy plynou z hluku z větráků a mohou se také objevit problémy s mrznutím kondenzátu v podmínkách s velmi nízkými teplotami vzduchu. [17]



Obr. 3.12 – Vzduchem chlazený kondenzátor s žebry [17]

### ***Trubkové kondenzátory***

Jsou nejběžnějším kondenzátorem s oddělenými pracovními médii. Oproti deskovým kondenzátorům je teplosměnná rovná plocha nahrazena trubkou, takže snesou mnohem větší tlaky pracovních látek. Nejčastěji je lze nalézt v elektrárnách, kde typickým příkladem je jejich umístění za turbínu v parním oběhu elektrárny. Speciálním požadavkem pro tyto kondenzátory je odebrání vysokého množství tepla z kondenzující páry a potřeba udržování nízkého tlaku pro zvyšování účinnosti oběhu. Dále je lze nalézt v chemickém a zpracovatelském průmyslu, kde mohou být součástí mezichlazení v destilačních kolonách. Podrobněji je tento typ kondenzátoru popsán v následující kapitole. [17]

## 3.2 Trubkové kondenzátory

Trubkové kondenzátory patří mezi jedny z nejčastěji používaných typů kondenzátorů v energetickém, procesním a zpracovatelském průmyslu. Tento typ kondenzátoru je také použit pro měření kondenzace na navržené experimentální trati popsané v dalších kapitolách. Z tohoto důvodu je těmto kondenzátorům věnována tato kapitola. [9, 17]

Základní parametr návrhu trubkových kondenzátorů spočívá v určení strany kondenzující páry a chladicí látky. Návrh výběru stran je představen například v [18], který udává, jaké parametry by měly být při návrhu uvažovány.

- Návrh umístění pracovních látek by měl uvažovat všechny aspekty týkající se bezpečnosti a spolehlivosti zařízení.
- Mělo by se zajistit, že návrh umístění je v souladu s dosavadními technickými zvyky.
- Při uvažování předešlých bodů umístit pracovní látky tak, aby nezpůsobovaly žádné problémy při čištění výměníku.

- Pokud žádný z předešlých bodů nelze aplikovat, lze provést dvě varianty návrhu a vybrat ekonomicky výhodnější řešení.

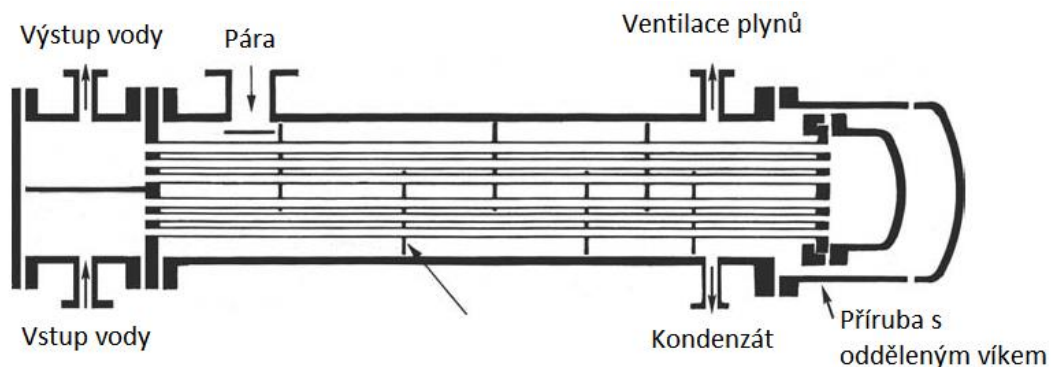
Výhody trubkových kondenzátorů spočívají v jejich standardizaci a přizpůsobivosti konkrétnímu použití. Lze měnit počet trubek, jejich délku, orientaci, počet chodů a mnoho dalších parametrů, díky nimž mají široký rozsah použití. Dále se poměrně snadno čistí a opravují. Nevýhodou může být poměrně velká zastavěná plocha a nižší prostup tepla. Trubkové kondenzátory lze rozdělit podle orientace trubek a dále podle toho, jestli ke kondenzaci dochází uvnitř nebo vně trubek. [9, 17]

### 3.2.1 Horizontální trubkové kondenzátory

Horizontální trubkové kondenzátory se používají spíše v případech, kdy je třeba zkondenzovat čistou páru. Jednoduché trubky jsou obvykle používané pro kondenzaci páry s chladicí látkou, která má vysoký součinitel tepelné vodivosti. Trubky opatřené žebry nebo jinými prvky se používají pro kondenzaci s chladicí látkou jako je třeba vzduch. [17, 19]

#### ***Pára vně trubek***

Příklad tohoto typu kondenzátoru je na Obr. 3.13. Kondenzátory s párami proudícími vně trubek se nejčastěji používají v procesním průmyslu kvůli snadné údržbě a úspoře za nosnou konstrukci. Velmi důležitou součástí je v tomto případě odvzdušňovací ventil pro odstranění nekondenzujících plynů z kondenzátoru. Přepážky jsou často umístěny svisle vzhledem k proudící páře. Ve spodní části je provedeno vybrání pro usnadnění odvodnění kondenzátoru. [9, 20]

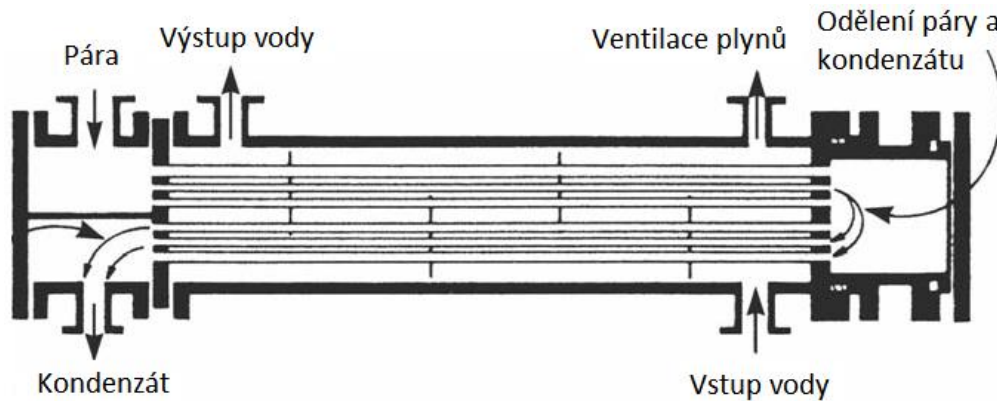


Obr. 3.13 – Horizontální trubkový kondenzátor s tokem páry vně trubek [17]

#### ***Pára uvnitř trubek***

Kondenzace páry na vnitřní straně horizontálních trubek (Obr. 3.14) se využívá zejména při použití par, které mají vysoký tlak, anebo jsou korozivní. Jako chladicí látku lze použít vodu nebo vzduch, který obtéká trubky opatřené žebry. Pára vstupující do výměníku částečně

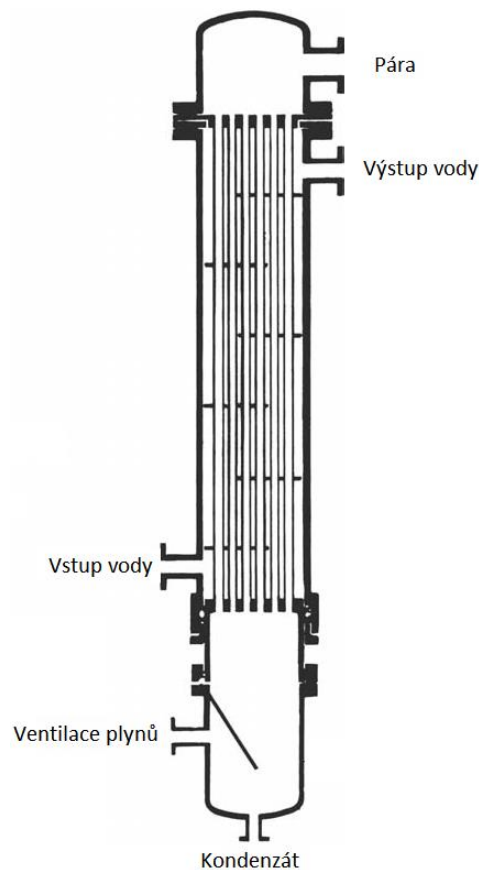
kondenzuje v prvním chodu a v zatáčce pak dochází k promíchání kondenzující směsi. Tyto kondenzátory mají dobrou ventilační kontrolu. [9, 20]



Obr. 3.14 – Horizontální trubkový kondenzátor s tokem páry uvnitř trubek [17]

### 3.2.2 Vertikální trubkové kondenzátory

Vertikální trubkový kondenzátor s parou kondenzující na vnějším povrchu trubek je ukázán na Obr. 3.15. Stejně jako horizontální se dají rozdělit na páru proudící uvnitř a vně trubek kondenzátoru. [17]



Obr. 3.15 – Vertikální trubkový kondenzátor s tokem páry směrem dolů [17]

#### ***Pára uvnitř trubek***

Nejčastější použití tohoto typu kondenzátoru je v chemickém průmyslu. Tyto kondenzátory jsou nejčastěji navrhovány s tokem kondenzující páry a kondenzátu směrem dolů.

Pára vstupuje do kondenzátoru nahoře a vlivem tlakového rozdílu proudí směrem dolů. Kondenzát hromaděný na stěnách trubek vytéká vlivem gravitačních a smykových sil ve spodní části.

Typu, kde pára proudí směrem nahoru, se říká kondenzátor se zpětným tokem neboli refluxní (z anglického reflux). Kondenzát v závislosti na rychlosti páry stéká buď dolů, nebo je při dostatečně velké rychlosti páry strháván a teče nahoru. Používá se například při separaci částic z parní směsi, kdy voda kondenzuje a stéká dolů, zatímco lehké částice kontaminující páru jsou odváděny nahoře.

Kondenzace uvnitř trubek je preferována při použití chlazení pomocí plynů, nejčastěji vzduchu z důvodu možnosti použití žeber. Dále se využívá, pokud je tlak páry vyšší než tlak chladicí látky. [21, 22]

### ***Pára vně trubek***

Tento typ kondenzátoru má termodynamické výhody a dá se využívat pro kondenzaci široké oblasti různých par. Jelikož není jednoduché čistit vnitřní stranu trubek, tak se tento typ používá spíše s chladicí látkou, která nemá tendenci k znečištění. Tento typ výměníku se ale ke kondenzaci moc nepoužívá. Spíše se používá jako ohřívač vody, ve kterém je voda ohřívána procesní kondenzující parou. [17, 23]

### 3.2.3 Kondenzátory typu trubka v trubce

Nejjednodušším typem výměníku je typ trubka v trubce. Skládá se ze dvou sousých trubek, která jsou k sobě přivařeny nebo připojeny přes příruby. Jedna látka proudí skrze vnitřní trubku a druhá v mezikruží tvořeném sousostí trubek. Výměníky tepla tohoto typu s více trubkami mohou být uspořádány ve tvaru biflux nebo triflux, kdy vnitřní trubka má tvar U. Uspořádání biflux lze vidět na Obr. 3.16. Tyto výměníky se běžně používají v aplikacích, kde jsou nízké průtoky a vysoké teploty a tlaky. Mají nízké investiční náklady, nízké požadavky na údržbu a jsou snadno upravitelné. [8]



Obr. 3.16 – Kondenzátor typu biflux [17]

### 3.3 Aplikace kondenzátorů s nekondenzujícími plyny

Návrh a integrace kondenzátorů do procesních systémů hraje důležitou součást mnoha technických řešení. V této kapitole jsou uvedeny některé oblasti využití kondenzátorů, ve kterých dochází ke kondenzaci vodní páry smíchané s nekondenzujícími plyny.

Kondenzace vodní páry s nízkými obsahy nekondenzujících plynů lze najít ve velké řadě aplikací jako např.:

- **Chladicí technika**
- **Kondenzátory páry na výstupu z parních turbín**
- **Geotermální elektrárny**
- **Různé aplikace v chemickém a zpracovatelském průmyslu**

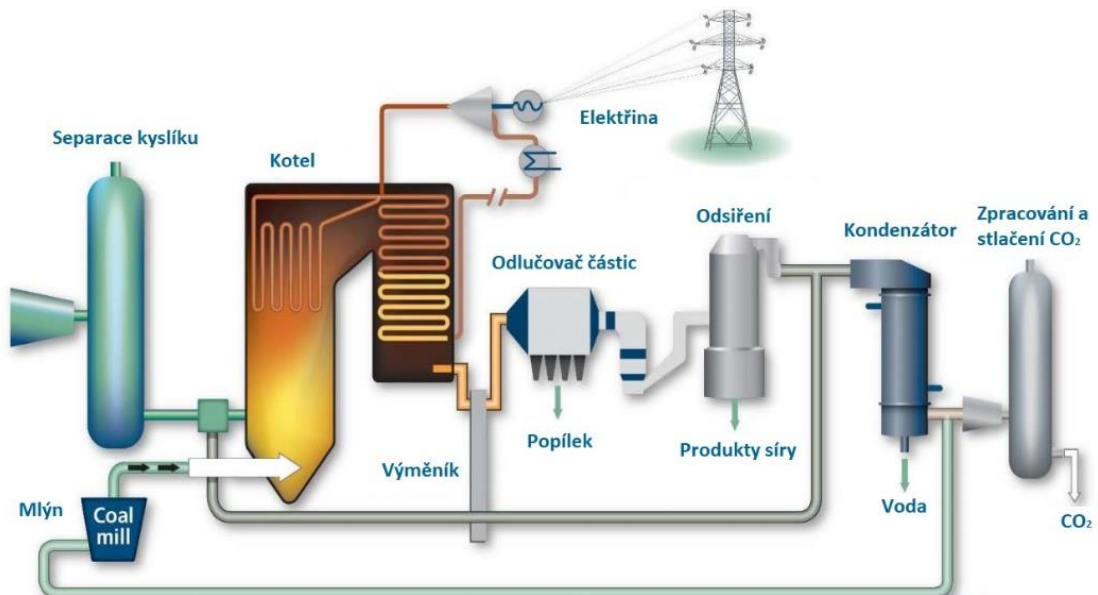
V těchto oblastech se koncentrace nekondenzujících plynů jako vzduch, oxid uhličitý apod. obvykle vyskytují v řádech několika procent. Kondenzace vodní páry s nízkým obsahem nekondenzujících plynů je již poměrně dobře prozkoumána, jelikož ohledně tohoto procesu bylo provedeno mnoho experimentálních a teoretických analýz. Naopak oblasti, kde dochází ke kondenzaci par s vyššími obsahy nekondenzujících plynů, jsou částečně nové a neexistuje tak velké množství analýz a provedených experimentů v této oblasti. Některé využití kondenzátorů s vyššími koncentracemi nekondenzujících plynů jsou stručně popsány dále. [1, 24]

#### 3.3.1 Technologie CCS

Technologie CCS nabízí jednu z možností, jak snižovat emise oxidu uhličitého. Hlavním úkolem CCS technologií je zachytávání a ukládání oxidu uhličitého tvořeného zejména ze spalovacích procesů ve velkých elektrárnách na fosilní paliva. Existují tři základní způsoby, jakými se záchyt  $\text{CO}_2$  realizuje: záchyt před spalováním, záchyt po spalování a spalování v kyslíkové atmosféře. Kondenzátory hrají u těchto technologií důležitou roli, jelikož zajišťují separaci oxidu uhličitého a vodní páry.

Kondenzátory jsou nejvýznamnější u technologie spalování v kyslíkové atmosféře, kde se spaliny skládají zejména ze  $\text{CO}_2$  a vodní páry. Umístění kondenzátoru u technologie spalování v kyslíkové atmosféře lze vidět na Obr. 3.17. Je žádoucí separovat oxid uhličitý ze spalin o co nejvyšší koncentraci, aby ho bylo možné efektivně uložit, popřípadě využít v průmyslu. Kondenzát vodní páry může být recyklován a vrácen do systému za účelem zvýšení účinnosti procesu. Vylepšení v oblasti optimalizace nákladů a účinnosti kondenzátoru mají vliv na ekonomiku a termickou účinnost celého procesu. [5, 25]



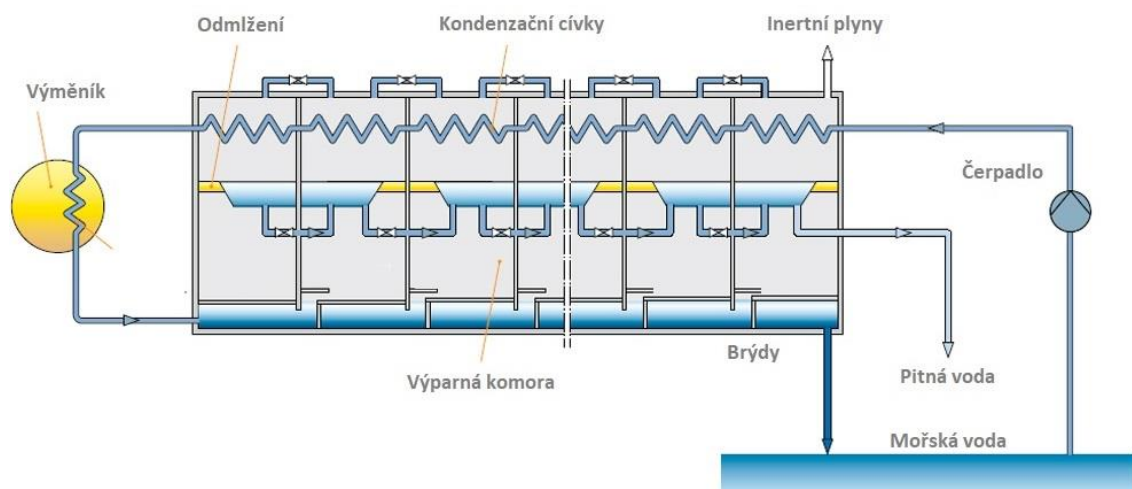


Obr. 3.17 – Schéma technologie spalování v kyslíkové atmosféře [26]

### 3.3.2 Odsolování mořské vody

S rostoucím vývojem a požadavky na pitnou vodu roste i výskyt odsolovacích zařízení. V některých místech na světě jsou zdroje pitné vody omezeny, a tak se odsolování mořské vody stává jejím velmi cenným zdrojem. Existují dva základní druhy odsolování mořské vody, a to pomocí reverzní osmózy a pomocí tepelných procesů se změnou skupenství. Právě v zařízeních, kde je separace soli z vody prováděna pomocí změny skupenství, hraje proces kondenzace významnou roli.

Vzduch jako nekondenzující plyn se v zařízení vyskytuje ze dvou důvodů. Vzduch je použit jako nosič pro odpaření vody ze slané roztoku s následnou kondenzací a odsolovací proces probíhá v podmínkách blízkých vakuu, a proto dochází k vniku vzduchu do zařízení. Znalost vlivu přítomnosti nekondenzujících plynů je důležitá z důvodu návrhu, provozu zařízení a nákladů, jelikož ovlivňuje výkon, spotřebu energie, životnost materiálů. [27, 28]



Obr. 3.18 – Schéma odsolovacího zařízení [29]

### 3.3.3 Využití skupenského tepla páry ve spalínách

Při spalování uhlí a zemního plynu může docházet k tvorbě vodní páry, která pak tvoří nezanedbatelnou složku spalín kotle. Objemová koncentrace vodní páry ve spalínách může být okolo 5 % - 20 % v závislosti na konkrétním spalování.

Běžně se teplota spalín na výstupu volí tak, aby se minimalizovalo poškození zařízení vlivem nízkoteplotní koroze a aby byly zajištěny vztahové síly při přepravě spalín do komína. To má ale za následek tepelné ztráty, jelikož vodní pára a v ní obsažené skupenské teplo odchází ze systému pryč. Z důvodu žádoucího zvyšování účinnosti energetických procesů existují proto snahy využívat i tuto formu energie. Jednak by se využilo skupenské teplo vodní páry a jednak by se kondenzát dal regenerovat. Spaliny vystupující z kotle mohou procházet kondenzátorem, ve kterém kondenzuje vodní pára a využívá se tak latentní teplo pro předehřev jiné látky. To lze vidět i v moderních plynových kondenzačních kotlích, které využívají i skupenské teplo vodní páry a mají tak vyšší účinnosti oproti klasickým plynovým kotlům. [6, 30]

### 3.3.4 Shrnutí

Existuje více typů kondenzátorů, které se dají použít pro zmíněné technologie. Výběr konkrétního kondenzátoru pak závisí na specifikaci zadání a požadavků zadavatele. Trubkové kondenzátory mají výhodu, že jsou standardizované a dají se snadno přizpůsobit konkrétnímu použití. Proto jsou velmi rozšířené a využívají se například při separaci vodní páry v technologiích CCS, při odsolování mořské vody, v elektrárnách na výstupu z turbíny nebo například v chladicí technice. Z důvodu rozsáhlého použití a přenositelnosti výsledků z experimentálního měření se bude práce dále zabývat kondenzací uvnitř trubky ve vertikálním trubkovém kondenzátoru. [1, 17]

## 4 Nusseltova teorie filmové kondenzace

Jakmile pára přijde do kontaktu s vertikální plochou o nižší teplotě než saturační, začne na ní kondenzovat. Pokud je stěna s kondenzátem páry smáčivá, tvoří kondenzát kapalným filmem, který v důsledku gravitačních sil stéká dolů (Obr. 4.19). Tento jev poprvé popsal Wilhelm Nusselt a od něj je také odvozena Nusseltova teorie pro filmovou kondenzaci. Nusseltova teorie poskytuje model, podle kterého lze vypočítat součinitele přestupu tepla během filmové kondenzace na svislé ploše. [3, 9]

Jelikož tato teorie tvoří základ analýzy a výpočtu kondenzace vodní páry, je jí věnována tato kapitola.

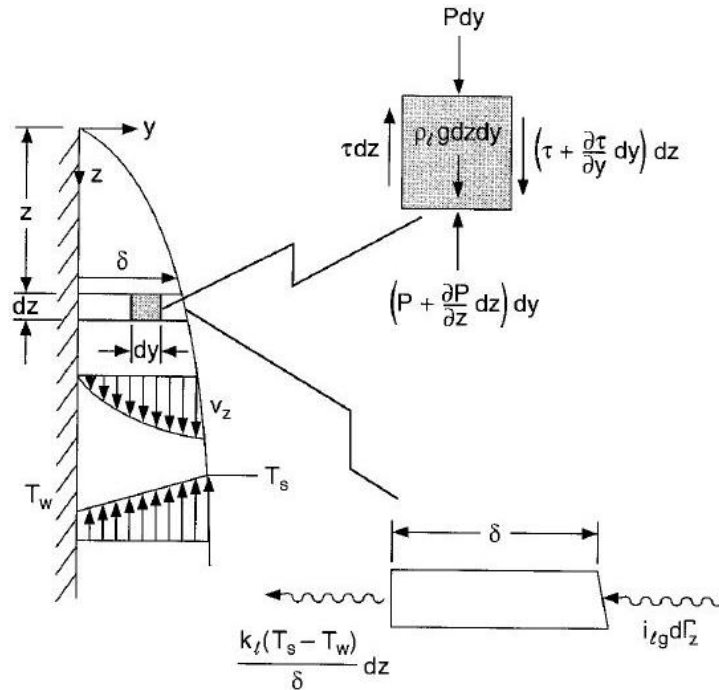
### 4.1 Předpoklady Nusseltova modelu

Nusseltova teorie filmové kondenzace uvažuje několik předpokladů, které vymezují platnost této teorie. Při nedodržení těchto předpokladů nastávají ve výpočtu odchylky, přičemž velikost odchylek závisí na konkrétním předpokladu a na tom, jak moc se skutečnost od předpokladu liší. [11, 23]

1. Pára má tlak a teplotu nasycení a odevzdává pouze latentní teplo
2. Proudění filmu kondenzátu je laminární
3. Film kondenzátu není ovlivněn smykovým napětím páry
4. Teplota na fázovém rozhraní mezi povrchem kondenzačního filmu a parou je stejná jako teplota páry a neexistují žádné odpory přenosu tepla v kondenzující páře
5. Latentní teplo, které odevzdává pára kondenzátu, je celé předáno teplosměnné ploše a dále chladičí látce a je vedeno kondukcí
6. Teplotní profil podél tloušťky filmu kondenzátu je lineární, což je racionální předpoklad pro tenký film kondenzátu
7. Rychlost filmu kondenzátu je dostatečně malá, aby se mohlo zanedbat působení setrvačných sil
8. Vlastnosti filmu kondenzátu jsou nezávislé na teplotě
9. Teplota stěny je konstantní
10. Teplosměnná plocha je dokonale hladká stěna
11. Systém je v rovnovážném stavu

## 4.2 Odvození Nusseltovy teorie filmové kondenzace

Odvození Nusseltovy teorie pro filmovou kondenzaci spočívá ve vyřešení silové rovnováhy na malý element filmu kondenzátu. Film kondenzátu stéká vlivem gravitačních sil směrem dolů. Pokud je rychlost a vrstva kondenzátu malá, je tento tok laminární. Tok kondenzátu a jeho tloušťka se s rostoucí vzdáleností od horního okraje konstantně zvětšuje, jelikož se kumuluje množství kondenzátu podél stěny, takže podél vertikální trubky roste i jeho rychlost. [3, 9]



Obr. 4.19 - Laminární filmová kondenzace na vertikálně ploše [9]

Rychlostní profil je dán dle silové rovnováhy působení gravitačních sil a třecích sil. Silová rovnováha ve směru osy  $z$  je dána rovnicí (4.2) a působící síly je možné vidět na Obr. 4.19. [9]. Symboly  $y$  představuje souřadnice v radiálním směru proudění a symbol  $z$  souřadnice v axiálním směru proudění.

$$\tau dz + \left(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz\right) dy = \left(\tau + \frac{\partial \tau}{\partial y} dy\right) dz + p dy + \rho_F g dz dy \quad (4.2)$$

Při zanedbání zrychlení filmu kondenzátu ve směru osy  $y$  pak vychází

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau}{\partial y} + \rho_F g \quad (4.3)$$

Přičemž pro tlakový spád ve směru osy  $z$  platí

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \rho_G g \quad (4.4)$$

Výsledkem je pak rychlostní pole vytčené vrstvy kondenzátu

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} = \eta_F \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = -(\rho_F - \rho_G)g \quad (4.5)$$

Při předpokladu, že na stěně ( $y = 0$ ) je rychlost filmu kondenzátu nulová ( $w = 0$ ) a na fázovém rozhraní ( $y = \delta$ ) je smykové napětí nulové ( $\frac{\partial w}{\partial y} = 0$ ), dostane se integrací vztahu (4.5) rovnice pro rychlost  $w_z$  ve směru osy  $z$

$$w_z = \frac{(\rho_F - \rho_G)g}{\eta_F} \left( y\delta_z - \frac{y^2}{2} \right) \quad (4.6)$$

Střední rychlost  $w_m(z)$  podél tloušťky filmu kondenzátu  $\delta(z)$  je dána

$$w_m = \frac{1}{\delta} \int_0^\delta w \, dy = \frac{(\rho_F - \rho_G)g}{3\eta_F} \delta \quad (4.7)$$

Pro množství kondenzátu platí

$$\dot{M} = w_m \rho_F b \delta = \frac{\rho_F (\rho_F - \rho_G) g b}{3\eta_F} \cdot \delta^3 \quad (4.8)$$

Přičemž změna množství kondenzačního toku je dána rovnicí

$$\frac{d\dot{M}}{d\delta} = \frac{\rho_F (\rho_F - \rho_G) g b}{\eta_F} \delta^2 \quad (4.9)$$

Pro vytvoření množství kondenzátu daného rovnicí (4.9) je potřeba, aby bylo teplosměnné ploše odevzdáno teplo, které se v případě Nusseltovy teorie rovná skupenskému teplu páry. Toto teplo je přenášeno kondukcí skrze film kondenzátu. Pro přenesené teplo pak platí vztah

$$Q = d\dot{M} \Delta h_v = \frac{T_{SAT} - T_W}{\delta} \lambda_F b \, dz = \Delta h_v \frac{\rho_F (\rho_F - \rho_G) g b}{\eta_F} \cdot \delta^2 d\delta \quad (4.10)$$

Tloušťka vrstvy kondenzátu závisí na vzdálenosti od horního okraje a je vyjádřena rovnicí

$$\delta_z = \left[ \frac{4\lambda_F \eta_F (T_{SAT} - T_W)}{\rho_F (\rho_F - \rho_G) g \Delta h_v} z \right]^{1/4} \quad (4.11)$$

Při předpokladu lineárního teplotního profilu je celkový součinitel přestupu tepla dán rovnicí

$$\alpha = \frac{\lambda_F}{\delta_z} = \left[ \frac{\rho_F(\rho_F - \rho_G)g\Delta h_v \lambda_F^3}{4\eta_F(T_{SAT} - T_W)} \cdot \frac{1}{z} \right]^{1/4} \quad (4.12)$$

A integrací rovnice dle proměnné  $z$  podél výšky stěny  $H$  je získán střední součinitel přestupu tepla

$$\alpha_m = \frac{1}{H} \cdot \int_0^H \alpha dz = 0,943 \cdot \left[ \frac{\rho_F(\rho_F - \rho_G)g\Delta h_v \lambda_F^3}{\eta_F(T_{SAT} - T_W)} \cdot \frac{1}{H} \right]^{1/4} \quad (4.13)$$

Upravená rovnice (4.11) má pak výsledný tvar

$$Q = \dot{M}\Delta h_v = \alpha_m(T_{SAT} - T_W)bH \quad (4.14)$$

Hustotu tepelného toku předávaného vedením vrstvy filmu kondenzátu při zanedbání tepelné vodivosti kondenzátu lze vypočítat dle rovnice (4.15)

$$q = \frac{T_{SAT} - T_W}{\delta} \lambda_F \quad (4.15)$$

Nusseltova teorie filmové kondenzace je založena na několika předpokladech, které specifikují použitelnost teorie jen pro určité případy. Proto jsou hodnoty z experimentálních měření odlišné oproti teoretickému výpočtu součinitele přestupu tepla dle Nusseltovy teorie i v řádech desítek procent. Významné faktory, které ovlivňují kondenzaci a nejsou zahrnuty v Nusseltově teorii, jsou podrobněji popsány v následující kapitole.

## 5 Kondenzace vodní páry s inertním plynem ve vertikálním trubkovém kondenzátoru

V této části jsou popsány jevy, které se vyskytují při kondenzaci vodní páry a nejsou zahrnuty v Nusseltově teorii. Pozornost je soustředěna zejména na vliv inertních plynů při kondenzaci par. Teorie a výpočty jsou vztaheny pro použití ve vertikálním trubkovém kondenzátoru, i když je lze často brát i obecně. Dále je zde popsáno vypracování teoretického výpočtového modelu, který je použit k vyhodnocení vlivu vzduchu na kondenzaci vodní páry.

### 5.1 Faktory ovlivňující kondenzaci vodní páry s inertním plynem

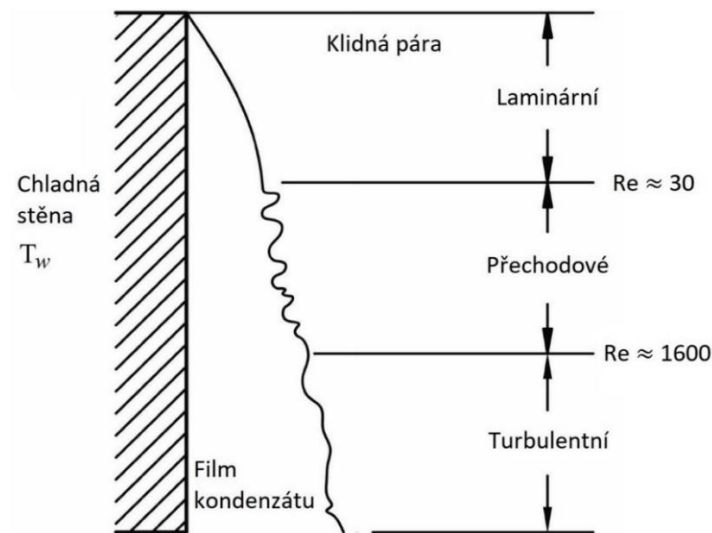
Nusseltova teorie filmové kondenzace dobře popisuje výpočet přestupu tepla při laminární filmové kondenzaci a výpočet kondenzačního součinitele přestupu tepla, tedy na straně kondenzace. Ve skutečnosti ale předpoklady v Nusseltově teorii nemusí být splněny, a tak je potřeba jejich vliv nějakým způsobem do výpočtu zahrnout. [3]

#### 5.1.1 Typ proudění filmu

Nusseltova teorie předpokládá laminární proudění kondenzátu ve formě filmu podél celé délky plochy. To znamená, že proudnice filmu kondenzátu jsou rovnoběžné a dochází k postupnému nárůstu tloušťky filmu kondenzátu podél délky trubky. Tento předpoklad je postačující pro malé rychlosti filmu kondenzátu. Při vyšších rychlostech filmu kondenzátu se může na povrchu objevit vlnění, které zvyšuje povrch fázového rozhraní ve srovnání s povrchem teplosměnné plochy a zvyšuje součinitel přestupu tepla. Vlnky na filmu kondenzátu pak mohou zlepšit přestup tepla až o 10 % až 25 % oproti Nusseltově teorii. Se zvětšující se rychlostí se laminární proudění filmu kondenzátu narušuje, vlnění se tvoří v čím dál větší míře, až při dosažení určité mezní rychlosti přejde proudění v plně turbulentní. [3]

Proudění se tedy obecně rozděluje na tři základní oblasti podle kritického Reynoldsova čísla na laminární, přechodové a turbulentní (Obr. 5.20). Přesné vymezení jednotlivých oblastí proudění lze těžko stanovit a v mnoha literaturách se objevují různé mezní hodnoty. Přesná hodnota kritického Reynoldsova čísla závisí na několika parametrech, přičemž nejčastěji udávané hodnoty jsou na Obr. 5.20. Hranice mezi laminárním a přechodovým prouděním leží zhruba při  $Re \approx 30$  a hranice mezi přechodovým a turbulentním prouděním leží zhruba při  $Re \approx 1600$ . [3, 9] Obecné vlivy, které určující hodnotu  $Re_{krit}$ , jsou zmíněny například v [31] takto:

- 1) „*Tlakový gradient. Pozitivní tlakový gradient snižuje  $Re_{krit}$ , negativní tlakový gradient hodnotu  $Re_{krit}$  zvyšuje.*
- 2) *Turbulence nenarušeného proudu, charakterizovaná intenzitou turbulence vně mezní vrstvy, snižuje hodnotu  $Re_{krit}$  při vnějším obtékání.*
- 3) *Drsnost povrchu snižuje  $Re_{krit}$  při vnějším obtékání, při proudění v potrubí nemá vliv.*
- 4) *Odsávání mezní vrstvy výrazně hodnotu  $Re_{krit}$  zvyšuje.*
- 5) *Zakřivení stěn. Konvexní plochy zvyšují  $Re_{krit}$ , konkávní naopak.*
- 6) *Přenos tepla mezi stěnou a tekutinou. Přenos tepla ze stěny má stabilizační účinek, tj. zvyšuje  $Re_{krit}$ , ochlazování proudu naopak  $Re_{krit}$  snižuje.“*



Obr. 5.20 – Režimy proudění filmu na vertikální ploše [10]

Zahrnout vliv proudění na kondenzační součinitel přestupu tepla  $\alpha_{KON}$  lze několika způsoby. V některých případech je možné vliv vlnek na povrchu filmu kondenzátu započítat skrze jednoduchý součinitel  $f_F$ , přičemž doporučená střední hodnota  $f_F$  je 1,15. [3] Při uvažování  $\alpha_{KON}$  stanoveného dle Nusseltovy teorie, lze výsledný součinitel přestupu tepla  $\alpha'$  respektující tvorbu vlnek ve filmu kondenzátu, napsat ve tvaru

$$\alpha' = f_F \alpha_{KON}. \quad (5.16)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla pro proudění filmu kondenzátu v laminární oblasti je uveden také například v [32]. Nusseltovo číslo může být dáno rovnicí (5.17) podél souřadnice  $z$

$$Nu_{F,z,lam} = \frac{\alpha_{F,z,lam} L_{ch}}{\lambda_F} = 0,693 \cdot \left( \frac{1 - \frac{\rho_G}{\rho_F}}{Re_{F,z}} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (5.17)$$



Lokální Reynoldsovo číslo závisí na lokálním hmotnostním toku kondenzátu, jeho šířce a dynamické viskozitě dle vztahu (5.18).

$$Re_{F,z} = \frac{M_{F,z}}{b\eta_F} \quad (5.18)$$

Vliv tvorby vln na povrchu filmu kondenzátu je zahrnut pomocí součinitele  $f_{wav}$ . Ten uvažuje ovlivnění proudu kondenzátu již při  $Re$  větších než 1 dle rovnice (5.19).

$$f_{wav} = \begin{cases} 1 & Re_{F,z} < 1 \\ Re_{F,z}^{0,04} & \text{pro } Re_{F,z} \geq 1 \end{cases} \quad (5.19)$$

A výsledný vztah pro Nusseltovo číslo, které zahrnuje vliv vln, je dáno dle rovnice (5.20).

$$Nu_{F,z,wav} = Nu_{F,z,lam} \cdot f_{wav} \quad (5.20)$$

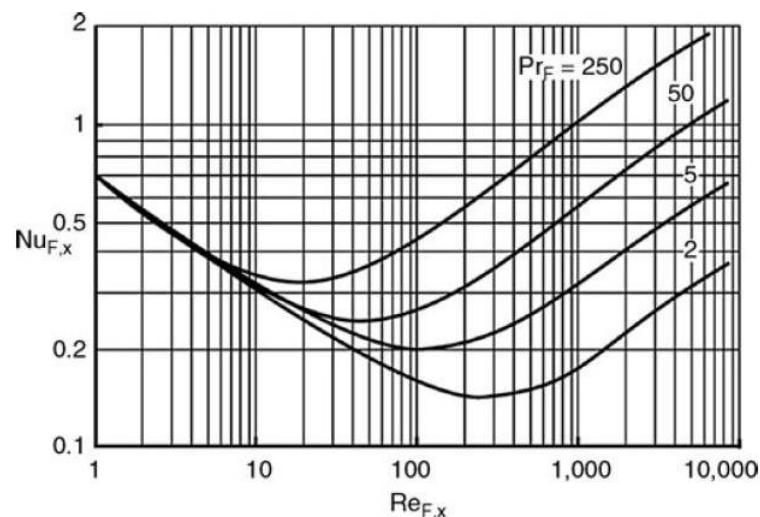
Pro turbulentní oblast proudění je Nusseltovo číslo funkcí nejen  $Re$  ale i  $Pr$ .

$$Nu_{F,z,turb} = \frac{\alpha_{F,z,turb} L}{\lambda_F} = \frac{0,0283 Re_{F,z}^{7/24} Pr_F^{1/3}}{1 + 9,66 Re_{F,z}^{-3/8} Pr_F^{-1/6}} \quad (5.21)$$

Celkové Nusseltovo číslo pro dané místo zahrnující celý region proudění lze psát ve tvaru

$$Nu_{F,z} = \sqrt{(f_{wav} Nu_{F,z,lam})^2 + Nu_{F,z,turb}^2} \quad (5.22)$$

Na Obr. 5.21 lze vidět závislost lokálního  $Nu$  čísla na lokálním  $Re$  čísle. I když rovnice (5.20) uvažuje vliv vlnek ve filmu kondenzátu při přechodovém proudění již při  $Re_{krit} > 1$ , tak se do určité hodnoty  $Re$  hodnota  $Nu$  nezvětšuje. Naopak se vlivem zvyšující se rychlosti filmu kondenzátu zmenšuje. Určité zvyšování hodnoty  $Nu$  nastává při  $Re_{krit} > 10$ , ale často se vliv vlnek uvažuje až při  $Re_{krit} > 30$ . [3, 32]



Obr. 5.21 – Závislost  $Nu$  pro filmovou kondenzaci podél vertikální trubky na  $Re$  a  $Pr$  [32]

### 5.1.2 Závislost vlastností filmu kondenzátu na teplotě

Film kondenzátu stékající po svislé ploše nemá konstantní tloušťku. Hodnoty termodynamických vlastností se podél tloušťky filmu kondenzátu mění, jelikož se podél tloušťky mění teplota kondenzátu. To má vliv na kondenzační součinitel přestupu tepla, který závisí na tom, pro jakou teplotu jsou vlastnosti kondenzátu počítány. Mezi hlavní ovlivněné vlastnosti filmu kondenzátu patří hustota, dynamická viskozita a tepelná vodivost. Změnu těchto vlastností lze zanedbat, pokud rozdíl saturační teploty páry a teploty stěny je dostatečně malý. [3]

Možná změna tepelné vodivosti a dynamické viskozity kondenzátu a jejich korekce v závislosti na teplotě kondenzátu je prezentována v [3]. V případě rozdílu teploty na fázovém rozhraní a teploty stěny do 50 °C lze očekávat poměry pro dynamickou viskozitu a poměry pro tepelnou vodivost dle rovnic (5.23) a (5.24).

$$\frac{\eta_{SAT}}{\eta_{W,F}} = 0,6 \text{ až } 1,2 \quad (5.23)$$

$$\frac{\lambda_{SAT}}{\lambda_{W,F}} = 1 \text{ až } 1,3 \quad (5.24)$$

Existuje několik způsobů, jakým lze teplotně závislé proměnné upravit. Obecně jsou vlastnosti filmu kondenzátu vzaty pro teplotu, která se pohybuje v intervalu mezi teplotou filmu kondenzátu na rozhraní s parou a teplotou filmu kondenzátu na stěně teplosměnné plochy. V [3] jsou například navrženy vztahy pro výpočet teplotně závislé dynamické viskozity a tepelné vodivosti dle rovnic (5.25) a (5.26). Vliv teploty na změnu hustoty filmu kondenzátu se často z důvodu velmi malého rozdílu neuvažuje.

$$\eta_F = \frac{1}{2}(\eta_{SAT} + \eta_{W,F}) \quad (5.25)$$

$$\lambda_F = \frac{1}{2}(\lambda_{SAT} + \lambda_{W,F}) \quad (5.26)$$

V [23] se termodynamické vlastnosti určují dle střední teploty, která je stanovena dle rovnice (5.27). Dle doporučení literatury je hodnota součinitele  $f$  v rozmezí od 0,5 do 0,75.

$$T_F = fT_{W,F} + (1 - f) T_{SAT} \quad (5.27)$$

Při výpočtu kondenzace vodní páry a celkové bilance výměníku se vzhledem k malému ovlivnění výsledného kondenzačního součinitele přestupu tepla často korekce termodynamických vlastností neuvažuje. Pokud se s vlivem změny teploty na termodynamické vlastnosti počítá, uvažuje se také často pouze korekce dynamické viskozity. [3, 32]

### 5.1.3 Podchlazení a přehřátí páry

Dle Nusseltovy teorie je při kondenzaci vodní páry odebráno pouze latentní teplo. Předpokládá se, že pára vstupuje k teplotní ploše ve stavu sytosti, odevzdáváním tepla začne ihned kondenzovat a kondenzát si zachová saturační teplotu v celém svém objemu. Ve skutečnosti se ale teplotní průběh vodní páry při kondenzaci od tohoto předpokladu často odlišuje a během kondenzace není předáváno pouze latentní teplo ale i teplo citelné v důsledku změny teplot jednotlivých fází. Pokud je pára vstupující k teplosměnné ploše přehřátá, odevzdává nejprve citelné teplo a snižuje svoji teplotu až na teplotu saturační. Pak odevzdává latentní teplo při stálé teplotě a kondenzuje. Nakonec se vlivem nižší teploty teplosměnné plochy podchladí až na teplotu blízkou teplotě stěny (Obr. 5.22). [3, 8]

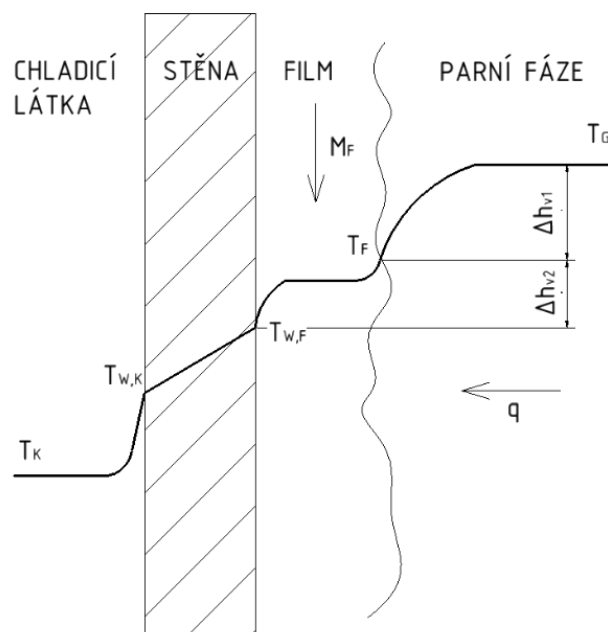
Z toho důvodu existují vztahy, které tyto jevy zahrnují a korigují tak výpočet kondenzačního součinitele přestupu tepla. Vliv přehřátí směsi lze zahrnout pomocí rovnice (5.28).

$$\Delta h'_{sh} = \Delta h_v + c_{pG} (T_G - T_{SAT}) \quad (5.28)$$

Vliv podchlazení směsi lze zahrnout podle rovnice

$$\Delta h'_{sc} = \Delta h_v + 0,68c_{pF}(T_{SAT} - T_{W,F}). \quad (5.29)$$

Celková změna entalpie vodní fáze se skládá z výparné entalpie vodní páry a entalpie vlivem změny teploty přehřáté páry a teploty kondenzátu.



Obr. 5.22 – Teplotní profil kondenzace přehřáté páry s podchlazením kondenzátu (vlastní zpracování)

Výsledná změna entalpie vodní páry při kondenzaci na stěně vznikne složením vztahů (5.28) a (5.29).

$$\Delta h'_v = \Delta h_v + c_{pG} (T_G - T_{SAT}) + 0,68 c_{pF} (T_{SAT} - T_{W,F}) \quad (5.30)$$

Teplo, které je potřeba ke zkondenzování stejného množství páry, je tedy navýšeno o citelné teplo z důvodu přehřátí páry a podchlazení kondenzátu. Tím je ovlivněna celková teplosměnná plocha výměníku, která je větší v důsledku zvětšeného potřebného přeneseného tepla. Zvětšení této teplosměnné plochy je však ve většině případech minimální. Při výpočtu kondenzace přehřáté páry se doporučuje rozdělit výměník na dvě části. V první části dochází k ochlazení parní fáze až na teplotu sytosti a v druhé části probíhá kondenzace. Vzhledem k tomu, že součinitel přestupu tepla nekondenzující páry je většinou velmi malý, může výsledná plocha kondenzátoru z velké části sloužit ke snižování teploty přehřáté páry.

Vliv podchlazení filmu kondenzátu a přehřátí páry nemá na celkový přestup tepla tak velký vliv, jako jiné jevy vyskytující se během kondenzace. Obvyklá odchylka při zanedbání přehřátí a podchlazení vodních fází je v řádu několika procent. Při výpočtech kondenzace vodní páry se většinou počítá pouze s podchlazením kondenzátu na teplosměnné ploše a vliv přehřátí směsi se zanedbává.

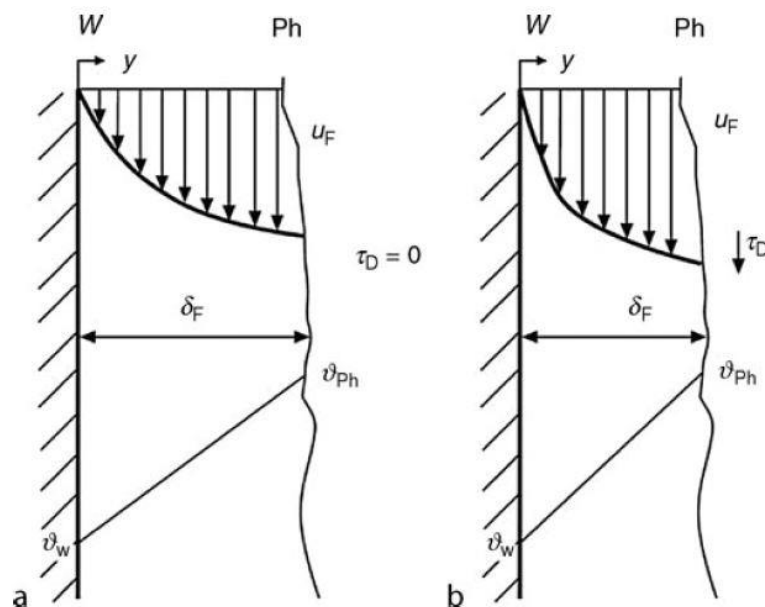
V případě, kdy se ve vodní páře vyskytuje nějaký nekondenzující plyn typu vzduch nebo oxid uhličitý, neodpovídá saturační teplota teplotě a tlaku směsi. Saturační teplota vodní páry v parovzdušné směsi odpovídá parciálnímu tlaku vodní páry ve směsi a je tedy nižší než saturační teplota samostatné vodní páry. Více o výskytu nekondenzujících plynů ve vodní páře je popsáno v kapitole 5.1.5. [3, 31, 32]

## 5.1.4 Vliv proudící páry na film kondenzátu

Nusseltova filmová kondenzace v základním tvaru zanedbává vliv smykového napětí páry na film kondenzátu. Předpokládá tak, že kondenzující pára má nulovou nebo velmi nízkou rychlost a film kondenzátu stéká dolů pouze vlivem gravitačních sil. Tento předpoklad může být v mnoha případech nesprávný, obzvláště v případech kondenzace na stěně trubky. V případech, kdy kondenzující pára není v klidu, ale proudí nějakou rychlostí, působí na film kondenzátu kromě gravitačních sil také smykové síly, které ovlivňují přenos tepla mezi parou a kondenzátem. Tyto síly mohou převažovat nad gravitačními, pokud jsou rychlosti páry velmi vysoké. Smykové síly vyvolané proudící parou závisí na kinetické energii páry a také na tom, jestli pára proudí ve stejném nebo opačném směru vůči kondenzátu. V závislosti na směru proudění kondenzát zrychluje nebo zpomaluje a v některých případech, kdy smykové síly převažují nad gravitačními, může ve vertikální trubce docházet k vedení kondenzátu směrem nahoru. [31, 32]

Pokud pára a kondenzát proudí stejným směrem, snižuje se odpor přenosu tepla. To je dáno jednak změnou laminární podvrstvy v blízkosti stěny a jednak vývinem turbulentního proudění na rozhraní mezi povrchem kondenzačního filmu a plynnou fází. Smykové síly také zvyšují střední rychlost filmu kondenzátu, což způsobuje snížení jeho tloušťky (Obr. 5.23). Vliv smykového napětí na vrstvu filmu kondenzátu je vyjádřen pomocí koeficientu  $K_W$ , který lze vztáhnout pro celý interval proudění, tedy jak pro laminární, tak pro turbulentní proudění. [32]

$$\frac{Nu_{F,z}^+}{Nu_{F,z}} = K_W = (1 + \tau_G^*)^{\frac{1}{3}} \quad (5.31)$$



Obr. 5.23 – Teplotní a rychlostní profily filmu při laminárním proudění filmu a) bez smykových sil b) se smykovými silami [32]

Koeficient zahrnující vliv proudění páry na film kondenzátu je vyjádřen pomocí rovnic (5.32) a (5.33) z [32].

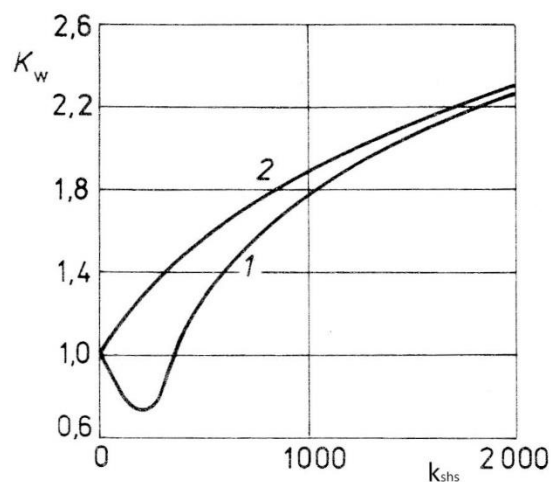
$$\tau_G^* = \frac{\tau_G}{\rho_F g \delta_F^+} \quad (5.32)$$

$$\tau_G = \frac{\xi}{8} \rho_D \bar{w}_G^2 \quad (5.33)$$

Při uvažování zjednodušené rovnice (5.34) dle [31], lze velikosti koeficientu vyjadřujícího vliv smykových sil vyjádřit dle rovnice (5.35). Na Obr. 5.24 lze pak vidět velikosti opravných koeficientů  $K_w$  v závislosti na velikosti  $k_{shs}$  pro filmovou kondenzaci na svislé rovinné stěně. Při proudění páry shora dolů je hodnota korekčního součinitele  $K_w$  vždy větší než 1. To je z toho důvodu, že třecí síly působí na film kondenzátu a zvyšují jeho střední rychlost. To má za následek snížení tloušťky filmu kondenzátu a zvýšení součinitele přestupu tepla. Pokud pára a film kondenzátu proudí v opačných směrech, tak do určité hodnoty  $K_w$  brzdí pára film kondenzátu a snižuje jeho rychlost. To má důsledek ve zvětšení tloušťky kondenzátu a snížení součinitele přestupu tepla. Až při určité hodnotě  $K_w$  se součinitel přestupu tepla zvětšuje, i když pára působí proti směru jeho toku. Důvodem je zvlnění na rozhraní kondenzátu a páry z důvodu vysokých rychlostí páry.

$$k_{shs} = \frac{\rho_G w_G^2 \alpha_F}{g \rho_F \lambda_F} \quad (5.34)$$

$$K_w = \frac{\alpha_F^+}{\alpha_F} \quad (5.35)$$



Obr. 5.24 – Závislost koeficientu  $K_w$  na rovnici (5.34) pro 1 – protisměrné proudění a 2 – stejnsměrné proudění páry a filmu [31]

### 5.1.5 Nekondenzující plyny

Vodní pára se v mnoha procesech nevyskytuje jako čistá samostatná látka, ale obsahuje jiné plyny z důvodu netěsností, chemických reakcí a výskytu dalších nečistot. Plyny jako vzduch, oxid uhličitý, helium a další se v závislosti na procesu často vyskytují jako příměs vodní páry a významně ovlivňují průběh kondenzace. Tyto plyny mají mnohem nižší teplotu kondenzace, a tak během kondenzace vodní páry nekondenzují, ale procházejí kondenzátorem v plynné fázi. V souvislosti s kondenzací vodní páry jsou často nazývány jako nekondenzující nebo inertní. [3]

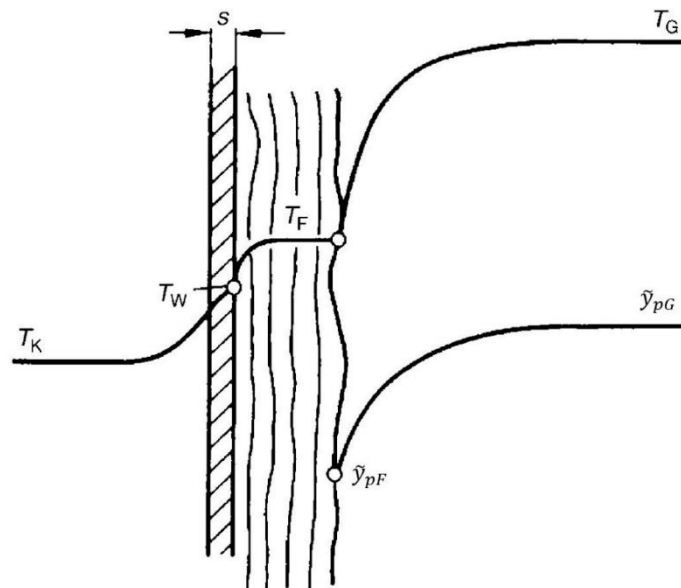
Mezi jevy, které se vyskytují při kondenzaci vodní páry s nekondenzujícími plyny, se podle [23] řadí

- Při kondenzaci směsi vodní páry a nekondenzujících plynů se mění teplota kondenzace, a tudíž se nepřenáší pouze latentní teplo ale i teplo citelné, při kterém jsou součinitele přestupu tepla mnohem menší.
- Poměr jednotlivých složek se uvnitř kondenzátoru mění, jelikož dochází ke kondenzaci vodní páry. Z toho důvodu se fyzikální vlastnosti páry a kondenzátu mění podél délky kondenzátoru.
- Křivka kondenzace je značně nelineární, a tudíž použití středního logaritmického teplotního spádu může vést k chybě.
- Pro získání kondenzační křivky je nutné spočítat termodynamické vlastnosti jednotlivých fází a složení kondenzující směsi.
- Rovnovážný stav se vyskytuje na rozhraní mezi parovzdušnou směsí a povrchem kondenzačního filmu. Termodynamické výpočty by se proto měly vztahovat k teplotě na fázovém rozhraní. Tato teplota je ale neznámá.
- S přenosem tepla se zároveň vyskytuje přenos hmoty z důvodu měnícího se složení směsi směrem k rozhraní kondenzátu. Proto je třeba provést výpočet součinitele přestupu hmoty, který tento proces uvažuje.

V závislosti na koncentraci nekondenzujících plynů v páře se snižuje celkové předané teplo ve výměníku a množství zkondenzované páry. Pro vertikální plochy může dojít ke snížení předaného tepla o více než 80 %, což významně ovlivňuje návrh kondenzátoru. Při kondenzaci čisté páry tvoří film kondenzátu jediný tepelný odpor na kondenzační straně. Pokud vodní pára obsahuje nekondenzující plyny, musí pára během kondenzace difundovat skrz nekondenzující plyn směrem k fázovému rozhraní. [3, 11]

Difúzi vodní páry skrz plyn lze popsat tak, že pára musí překonávat odpor vlivem přítomnosti plynu, aby se dostala na rozhraní s kondenzátem. Dochází k ní, jelikož na povrchu filmu kondenzátu dochází ke kondenzaci vodní páry a koncentrace vodní páry se směrem k rozhraní filmu kondenzátu snižuje. Průběh molární koncentrace  $y$  parní fáze ve směsi směrem

k rozhraní filmu kondenzátu je ukázán na Obr. 5.25. Je zde vidět, že koncentrace páry uvnitř směsi je větší než na rozhraní s kondenzátem vlivem difúzního odporu. [3, 11]

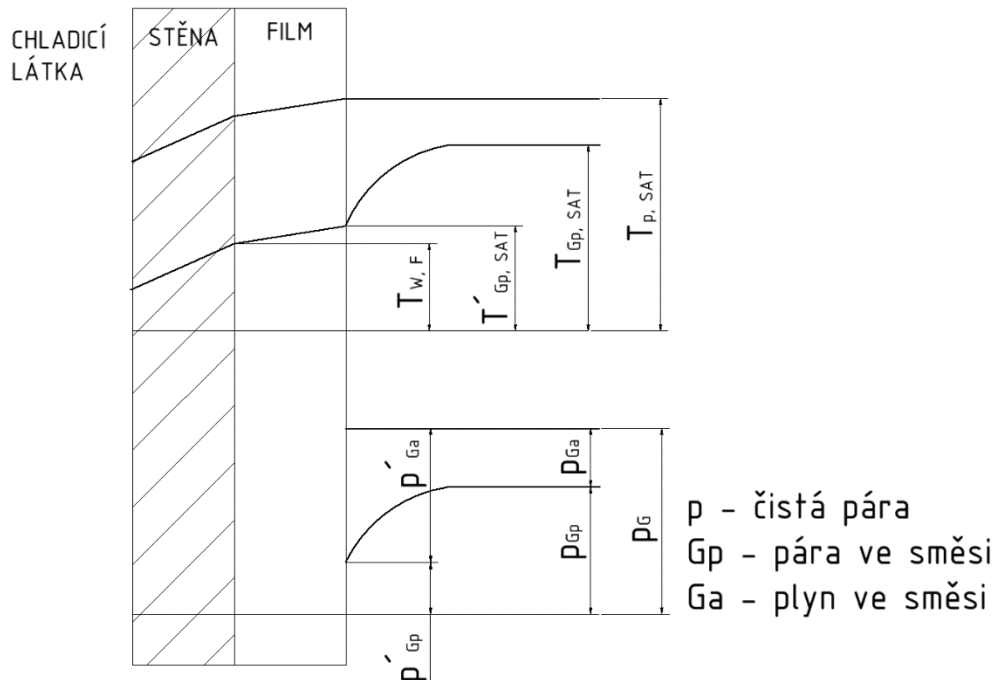


Obr. 5.25 – Teplotní profil při kondenzaci páry a molární koncentrace paroplynné směsi před filmem kondenzátu [32]

S klesající koncentrací vodní páry směrem k rozhraní klesá i její parciální tlak. Jelikož tlak směsi zůstává konstantní, tak parciální tlak plynu naproti tomu roste. Tím je vytvořen tlakový gradient mezi vodní parou uprostřed směsi a vodní parou na rozhraní s kondenzátem. Ukázáno je to na Obr. 5.26., kde  $p_G$  značí celkový tlak směsi,  $p_{Gp}$  znázorňuje průběh parciálního tlaku páry směrem k filmu kondenzátu a  $p_{Ga}$  průběh parciálního tlaku nekondenzujícího plynu. Jsou zde také znázorněny teploty směsi, které mají podobný průběh jako tlak. Jelikož se parciální tlak vodní páry se směrem k filmu kondenzátu snižuje, klesá teplota sytosti, která přísluší určité hodnotě parciálního tlaku vodní páry ve směsi. [3, 11]

Se snižující se teplotou sytosti se snižuje také rozdíl teplot mezi kondenzující parou a chladicí stěnou a tím klesá hustota přeneseného tepelného toku. Saturační teplota páry s plynem na rozhraní s kondenzátem, která je na Obr. 5.26 znázorněna  $T_{Gp, SAT}$ , může být mnohem nižší než saturační teplota při stejném tlaku pro páru bez plynu znázorněna  $T_{p, SAT}$ . To znamená, že množství páry, které může dosáhnout rozhraní filmu kondenzátu a zkondenzovat je menší, než kdyby tomu bylo při kondenzaci čisté vodní páry. [3, 11]



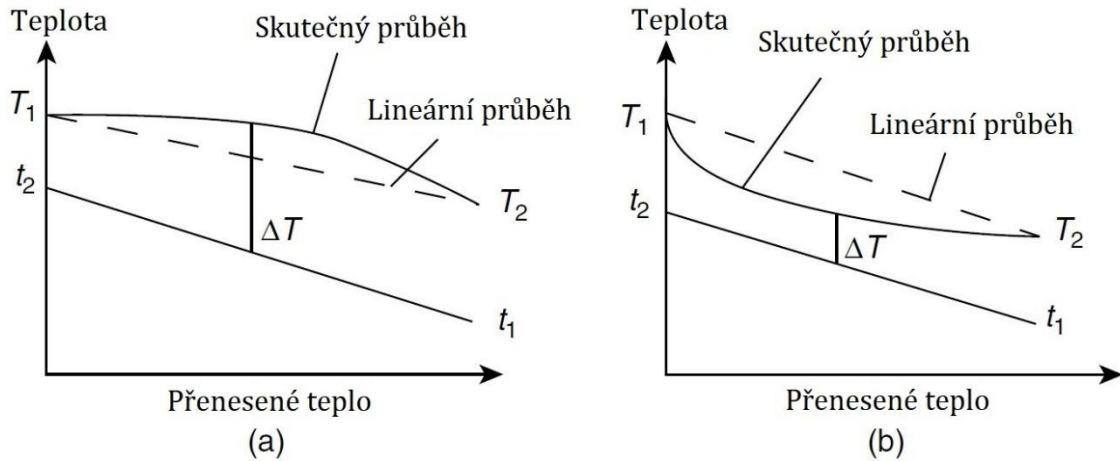


Obr. 5.26 – Průběhy teplot a parciálních tlaků páry a plynu v difúzní mezní vrstvě paroplynové směsi na povrchu vrstvy kondenzátu (vlastní zpracování dle [31])

Rozdíl v průběhu teplot podél délky kondenzátoru při kondenzaci páry s nekondenzujícími plyny závisí na koncentraci jednotlivých složek. Na Obr. 5.27 lze vidět průběh teplot při přenosu tepla pro dva typy směsi. Obr. 5.27 a) ukazuje průběh teplot pro kondenzaci směsi s nízkým obsahem nekondenzujících plynů a Obr. 5.27 b) ukazuje průběh teplot při kondenzaci směsi s vysokým obsahem nekondenzujících plynů. Při kondenzaci směsi s nízkým podílem nekondenzujících plynů se teplota směsi při kondenzaci páry moc nemění a teplo je přenášeno při stále teplotě podobně jako při kondenzaci čisté páry. Tento průběh se postupně mění s přibývajícím množstvím zkondenzované páry a změny koncentrace směsi. Jakmile začne koncentrace nekondenzujícího plynu růst, začne se měnit i teplota směsi, která s klesajícím množstvím páry ve směsi začne čím dál více klesat. To lze vidět na obrázku Obr. 5.27 b), kdy při kondenzaci směsi s vysokým obsahem nekondenzujících plynů se při kondenzaci malého množství páry prudce změní teplota směsi. [11]

Z toho důvodu může při výpočtu kondenzace dle rovnice (5.36) pro klasický výměník nastat chyba. Logaritmický teplotní spád předpokládá lineární závislost mezi přenosem tepla a odpovídající změnou teploty, která při kondenzaci vodní páry s nekondenzujícími plyny nenastává. Příklad lze vidět na Obr. 5.27, kde čárkovaná čára značí lineární průběh teploty během kondenzace a plná nelineární. Skutečný teplotní rozdíl může být větší (Obr. 5.27a) nebo menší (Obr. 5.27b), než rozdíl při lineárním průběhu. To znamená, že použití středního teplotního logaritmického spádu může vést k návrhu příliš velkého nebo malého kondenzátoru. [11]

$$\dot{Q} = kA\Delta T_{LN} \quad (5.36)$$



Obr. 5.27 – Rozdíly teplot pro lineární a nelineární teplotní průběhy tepla pro a) nízké koncentrace nekondenzujících plynů b) vysoké koncentrace nekondenzujících plynů [11]

Určení přestupu tepla při kondenzaci vodní páry s nekondenzujícím plynem je značně složitější než pro samotnou páru. Pro správnost výpočtu je třeba počítat se všemi vlivy, které mohou výsledek významně ovlivnit. Základní energetické bilance pro případ kondenzace s nekondenzujícími plyny jsou popsány níže.

Energetickou bilanci pro přenos tepla při kondenzaci páry s plynem lze popsat pomocí rovnice (5.37).

$$\dot{Q} = \alpha_F A_{ii} (T_{F,SAT} - T_{W,F}) = \dot{M} \Delta h_v + \alpha_G A_{ii} (T_G - T_{F,SAT}) \quad (5.37)$$

Koeficient  $\alpha_G$  značí, že přenos tepla ze směsi páry a plynu probíhá nejen pomocí tepelného toku, ale také vlivem hmotnostního toku. Součinitel  $\alpha_G$  závisí na rychlosti proudění a vlastnostech směsi. To znamená, že závisí na typu kondenzující páry a plynu, s kterým je pára smíchaná, a na jejich množství a koncentraci. Celkové přenesené teplo filmem kondenzátu na teplosměnnou plochu je dáno zkondenzovaným množstvím vodní páry a přenosem citelného tepla ze směsi. [3]

Jiné znázornění energetické bilance pomocí molárních toků látek lze popsat pomocí Obr. 5.28. Rozdíl energie proudící směsí kondenzátorem je roven přírůstku energie vzniklého kondenzátu a odevzdanému teplu chladicí straně (5.38). [32]

$$\dot{N}_{G1} \tilde{h}_{G1} - \dot{N}_{G2} \tilde{h}_{G2} = \dot{N}_{F2} \tilde{h}_{F2} + \dot{Q} \quad (5.38)$$

Celkový tepelný tok může být vyjádřen pomocí tepelné bilance chladicí strany jako

$$\dot{Q} = \dot{N}_K(\tilde{h}_{K1} - \tilde{h}_{K2}) \quad (5.39)$$

Hmotnostní bilance jednotlivých složek lze vyjádřit dle rovnic (5.40) - (5.43).

$$\dot{N}_{G1} - \dot{N}_{G2} = \dot{N}_{F2} \quad (5.40)$$

$$\dot{N}_G = \dot{N}_{Gp} + \dot{N}_{Ga} \quad (5.41)$$

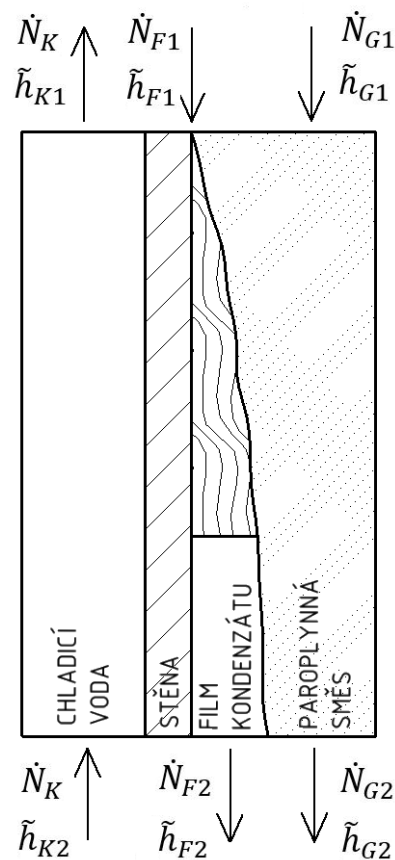
$$\dot{N}_F = \dot{N}_{Fp} + \dot{N}_{Fa} \quad (5.42)$$

$$\dot{n}_{KON} = \dot{n}_{KON,p} + \dot{n}_{KON,a} \quad (5.43)$$

Přičemž v situaci, kdy kondenzuje pouze vodní pára (index p), lze rovnice (5.42) a (5.43) přepsat do tvarů daných dle rovnic (5.44) a (5.45).

$$\dot{N}_F = \dot{N}_{Fp} \quad (5.44)$$

$$\dot{n}_{KON} = \dot{n}_{KON,p} \quad (5.45)$$



Obr. 5.28 – Molární bilance části vertikálního kondenzátoru (vlastní zpracování dle [32])

## Shrnutí vlivů nezahrnutých v Nusseltově teorii

Tab. 1 ukazuje přehled nejdůležitějších vlivů, které se mohou vyskytovat při kondenzaci vodní páry a nejsou zahrnuty v Nusseltově teorii. Pro porovnání jednotlivých faktorů jsou zde také ukázány skutečné stavy, které byly naměřeny a vypočítány při provedených experimentech popsaných dále.

Tab. 1 – Přehled vlivů nezahrnutých v Nusseltově teorii [3, 31, 33]

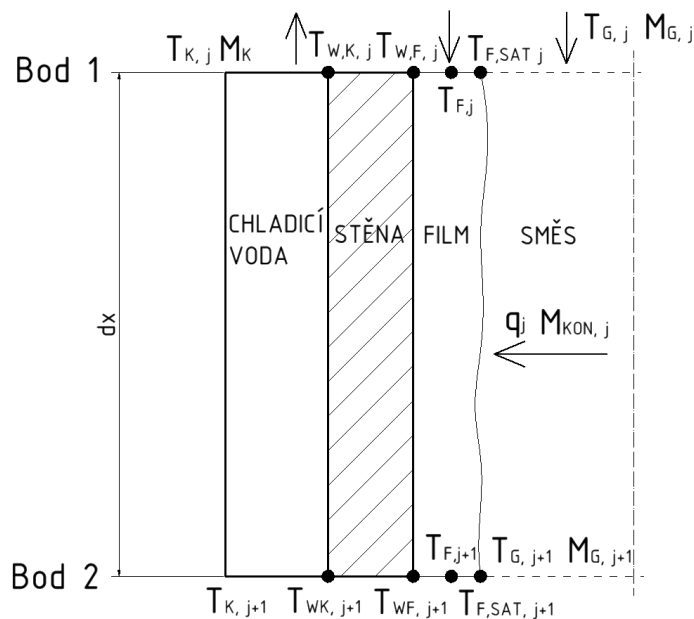
<b>Jev</b>	<b>Podmínky výskytu</b>	<b>Skutečný stav při experimentech</b>	<b>Vliv na součinitel přestupu tepla</b>	<b>Ovlivnění součinitele přestupu tepla</b>
Vliv inertního plynu	Přítomnost inertního plynu	Vysoká koncentrace inertního plynu	Snížení	I více než 80 %
Typ proudění filmu kondenzátu	Film kondenzátu s $Re > 30$ - přechodové proudění, s $Re > 1600$ turbulentní proudění	$Re < 30$	Zvýšení	Až 25 % pro přechodové proudění; mnohem více pro turbulentní
Podchlazení kondenzátu a přehřátí páry	Teplota kondenzátu nebo teplota páry je jiná než saturační	Změna teplot vlivem změny koncentrace směsi	Zvýšení	Několik %
Vliv smykového napětí páry	Vysoká rychlost proudících par (nad cca 5 m/s)	Nízké rychlosti páry (vstupní pod 5,3 m/s)	Zvýšení	Může být i více než dvojnásobně větší
Teplotní závislost proměnných filmu kondenzátu	Rozdíl více jak 50 °C	Nízké teploty chladicí vody	Zvýšení pro vodu	Pod 3 %

## 5.2 Teoretický model výpočtu kondenzace vodní páry s inertním plynem

Pro porovnání výsledků z experimentálního měření a hlubšího rozboru kondenzace vodní páry v přítomnosti inertního plynu byl vypracován výpočetní teoretický model. Pomocí něho je možné teoreticky vypočítat průběh kondenzace vodní páry s inertním plynem. Postup je založen na postupech z výpočtů VDI Heat Atlas [32].

### 5.2.1 Segment kondenzátoru

Model je vypracován pro vertikální kondenzátor typu trubka v trubce s protiproudým zapojením. Směs vodní páry a vzduchu proudí ve vnitřní trubce směrem dolů stejně jako kondenzát ve formě filmu, který stéká po stěně trubky vlivem gravitačních sil. Kondenzační strana je oddělena stěnou trubky a z druhé strany v mezikruží proudí chladicí voda směrem nahoru. Danou část kondenzátoru  $dx$  lze vidět na obr. Obr. 5.29, kdy index  $j$  značí první bod daného segmentu a index  $j+1$  druhý bod. To znamená, že například index  $j$  značí u směsi vstupní hodnoty a u chladicí vody z důvodu protiproudého zapojení výstupní hodnoty.



Obr. 5.29 – Segment kondenzátoru (vlastní zpracování)

### 5.2.2 Základní bilanční rovnice

Při kondenzaci čisté páry o saturační teplotě je dán součinitel přestupu tepla na kondenzační straně pouze tepelným odporem filmu kondenzátu. Jakmile je během kondenzace přítomen inertní plyn, závisí kondenzační součinitel přestupu tepla i na přestupu tepla a přestupu hmoty ve směsi páry a plynu. [32]

Prostup tepla v kondenzátoru se pak skládá ze čtyř částí:

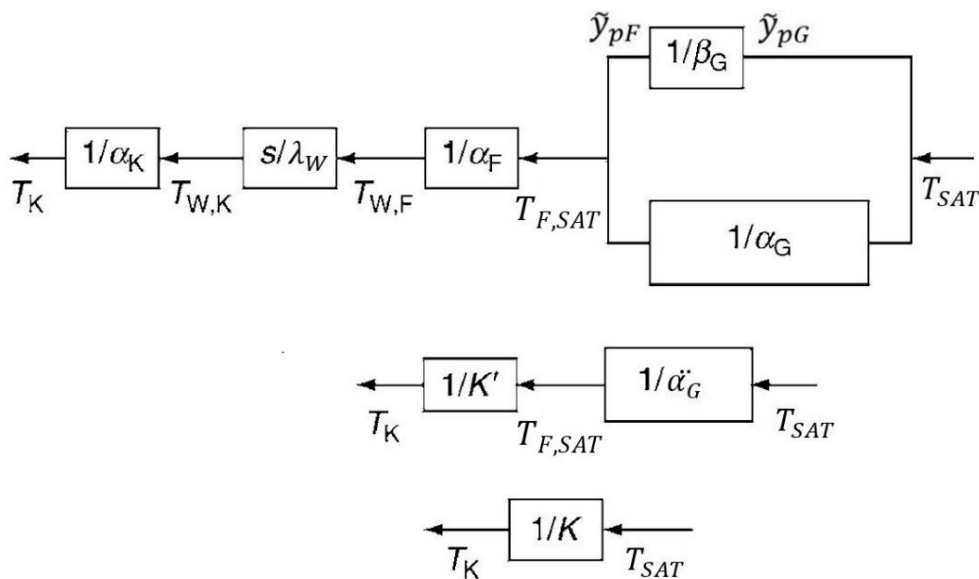
- $\alpha_G$  – Hypotetický součinitel přestupu tepla a hmoty ve směsi

- $\alpha_F$  – Součinitel přestupu tepla z filmu kondenzátu na stěnu potrubí
- $\frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{\lambda_W}$  – Tepelný odpor stěny
- $\alpha_K$  – Součinitel přestupu tepla ze stěny do chladicí vody

Celkový součinitel prostupu tepla vztažený k poloměru  $r_1$  je pak dán rovnicí (5.46).

$$\frac{1}{r_1 k} = \frac{1}{r_1 \alpha_G} + \frac{1}{r_1 \alpha_F} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{\lambda_W} + \frac{1}{r_2 \alpha_K} \quad (5.46)$$

Na Obr. 5.30 lze vidět odporový diagram při přestupu tepla a hmoty při kondenzaci parovzdušné směsi, která má teplotu nasycení dané koncentrací vodní páry. Z něj je možné vidět, jak spolu souvisí tepelné odpory jednotlivých složek a teploty podél průměru kondenzátoru. Součinitel  $\alpha_G$  v značí přestup tepla a součinitel  $\beta_G$  přestup hmoty ze směsi na rozhraní kondenzátu. Vzniklý teoretický součinitel  $\alpha_G$  je dán spojením předešlých dvou a znamená, že je závislý na přestupu tepla a hmoty ze směsi k rozhraní s povrchem kondenzačního filmu.



Obr. 5.30 – Odpory při přestupu tepla a hmoty z kondenzující směsi přes film kondenzátu, stěnu až k chladicí straně [32]

Celkový tepelný tok kondenzátorem v případě teploty směsi  $T_{SAT}$  je dán součinitelem prostupu tepla a teplotním rozdílem pro danou část

$$\dot{q} = \alpha_G (T_{SAT} - T_{F,SAT}) = k' (T_{F,SAT} - T_K) = k (T_{SAT} - T_K) \quad (5.47)$$

Tepelný tok kondenzátoru a s tím i související z kondenzované množství páry je dáno dle energetické bilance

$$\dot{Q} = \alpha_F A_{ii} (T_{F,SAT} - T_{W,F}) = \dot{M} \Delta h_v + \alpha_G A_{ii} (T_{SAT} - T_{F,SAT}) \quad (5.48)$$

### 5.2.3 Postup výpočtu

Výpočet prostupu tepla při kondenzaci páry s nekondenzujícími plyny je obecně velmi složitou záležitostí. Vlivem přítomnosti nekondenzujících plynů nelze použít klasické rovnice pro výpočet kondenzace vodní páry. Navrhovaný výpočet v této práci se skládá z několika kroků, které jsou ukázány v krokovém diagramu na Obr. 5.31. Z důvodu názornosti je postup popsán pro výpočet hodnot ve dvou bodech – na začátku (bod 1) a na konci (bod 2) kondenzátoru. Pro zjednodušení jsou body v krokovém diagramu s indexy  $j$  a  $j+1$  nahrazeny indexy 1 a 2.

Ze znalosti definovaných parametrů chladicí vody, směsi a geometrie kondenzátoru jsou vypočítány lokální hodnoty kondenzace v prvním bodě. Definované parametry jsou v kroku 1 na Obr. 5.31. S vypočtenými hodnotami kondenzace v daném vstupním bodě je pak počítáno podél délky stanoveného úseku kondenzátoru  $dx$ . Z těchto hodnot jsou pak vypočteny vstupní hodnoty v druhém bodě a z nich lokální hodnoty kondenzace v druhém bodě. Na začátku je nutné odhadnout některé neznámé parametry (krok 2 na Obr. 5.31), bez jejichž znalosti nelze výpočet provést. Tyto hodnoty jsou pak iteračně dopočítávány podle bilančních rovnic.

Z důvodu zpřesnění výsledků byl kondenzátor rozdělen na patnáct segmentů. Pomocí navrhovaného diagramu jsou postupně vypočteny lokální hodnoty kondenzace v každém z patnácti bodů rozděleného kondenzátoru. Výsledné hodnoty jsou pak stanoveny jako průměrné z vypočtených lokálních hodnot.

### 5.2.4 Odhadované parametry

Aby mohl být výpočet proveden, je nutné některé hodnoty na začátku odhadnout. Odhadovány jsou dvě hodnoty, a to teplota chladicí vody a saturační teplota páry na fázovém rozhraní (tedy teplota povrchu kondenzačního filmu  $T_{F,SAT}$ ). Teplota chladicí vody musí být odhadnuta pouze v prvním výpočtovém bodě na výstupu chladicí vody z kondenzátoru. Dle vypočtených tepelných toků kondenzátoru je z výstupní teploty vypočtena vstupní teplota chladicí vody, která je porovnána se známou definovanou hodnotou. Saturační teplota páry na fázovém rozhraní musí být odhadnuta v každém výpočtovém bodě.

#### Seznam odhadovaných hodnot

- Saturační teplota páry na fázovém rozhraní  $T_{F,SAT}$  v každém výpočtovém bodě
- Teplota chladicí vody  $T_{K1}$  na výstupu z kondenzátoru v bodě 1

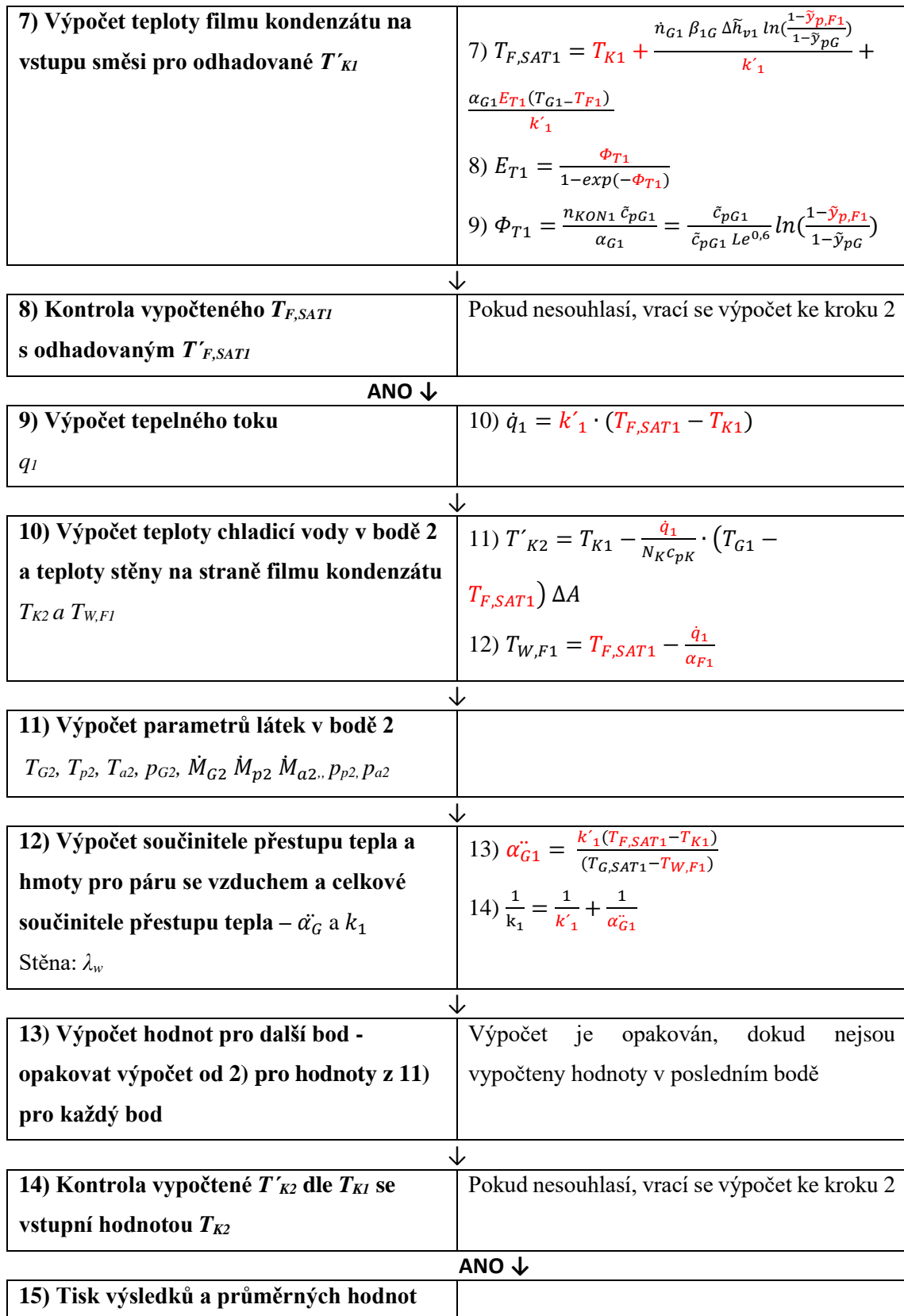
**Počet rovnic:** 14 (na Obr. 5.31 jsou vypsány v pravém sloupci)

**Počet neznámých:** 14 (na Obr. 5.31 jsou označeny červeně)

**Počet úseků kondenzátoru:** 15

<p><b>1) Vstupní hodnoty</b></p> <p>Chladicí voda: <math>T_{K2}, p_K, \dot{M}_K</math></p> <p>Směs: <math>T_{G1}, T_{p1}, T_{a1}, p_{G1}, \dot{M}_{G1}, \dot{M}_{p1}, \dot{M}_{a1}, p_{p1}, p_{a1}</math></p> <p>Stěna: <math>\lambda_w</math></p> <p>Geometrie výměníku: <math>d_{ii}, d_{io}, d_{oi}, L, s</math></p>	
<p><b>2) Odhad saturační teploty na fázovém rozhraní <math>T'_{F,SAT1}</math> a teploty chladicí vody na výstupu z kondenzátoru <math>T'_{K1}</math> – obě v bodě 1</b></p>	
<p><b>3) Výpočet saturačního tlaku páry na fázovém rozhraní <math>p_{pISAT}</math> dle <math>T'_{F,SAT1}</math> a molární koncentrace páry na fázovém rozhraní.</b></p>	<p>1) <math>p_{p,SAT1}(T_{F,SAT1})</math></p> <p>2) <math>\tilde{y}_{p,F1} = \frac{p_{p,SAT1}}{p_{G1}}</math></p>
<p><b>4) Výpočet vlastností látek</b></p> <p>Pára: z <math>T_p, \dot{M}_{p1}, M_{mp}</math></p> <p>Vzduch: z <math>T_a, \dot{M}_{a1}, M_{ma}</math></p> <p>Směs: z <math>T_{G1}, \dot{M}_{G1}, M_{mG1}</math></p> <p>Film kondenzátu: z <math>T'_{FSAT,1}</math></p>	
<p><b>5) Výpočet lokálního zkondenzovaného množství</b></p> <p><math>\dot{M}_{KON1}, \dot{n}_{KON1}</math></p>	<p>3) <math>\frac{\dot{M}_{KON1}}{A_{ii}M_{m1}} =</math></p> <p><math>\frac{\dot{m}_{KON1}}{M_{m1}} = \dot{n}_{KON1} = \dot{n}_{G1}\beta_{G1} \ln\left(\frac{1-\tilde{y}_{p,F1}}{1-\tilde{y}_{G1}}\right)</math></p>
<p><b>6) Výpočet součinitelů přestupu a prostupu tepla a přestupu hmoty</b></p> <p><math>\alpha_K; \alpha_F; \alpha_G; \beta_G; k'_1</math></p>	<p>4) <math>T_{K1}, d_{io}, d_{oi}, \dot{M}_K \rightarrow C_{K1}, Re_{K1}, Pr_{K1} \rightarrow Nu_{K1}, \alpha_{K1}</math></p> <p>5) <math>T'_{F,SAT1}, d_{ii}, \dot{M}_{KON1} \rightarrow C_{F1}, Re_{F1}, Pr_{F1} \rightarrow Nu_{F1}, \alpha_{F1}</math></p> <p>6) <math>\frac{1}{r_1 k'_1} = \frac{1}{r_2 \alpha_{K1}} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{\lambda_{w1}} + \frac{1}{r_1 \alpha_{F1}}</math></p>

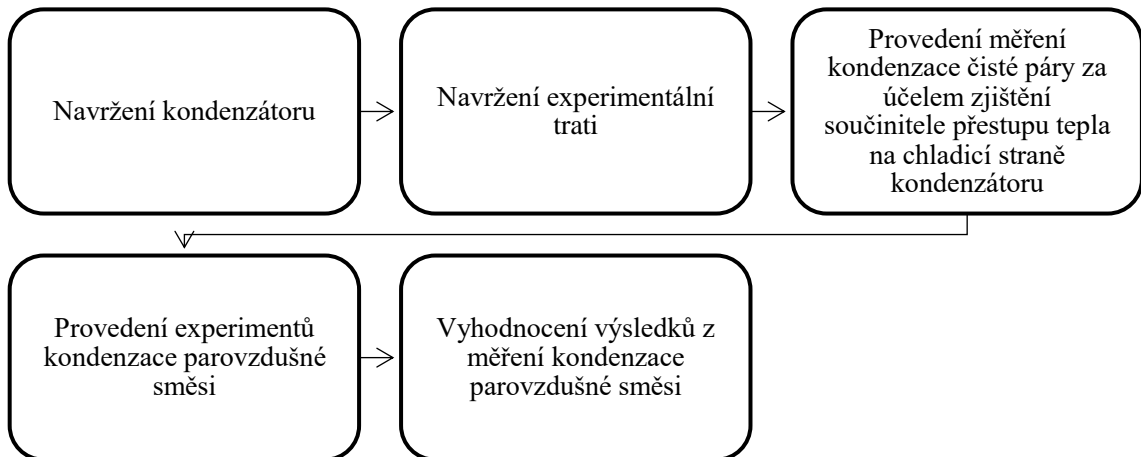




Obr. 5.31 – Krokový diagram postupu výpočtu

## 6 Návrh kondenzátoru

Součástí diplomové práce je provedení experimentálních měření za účelem zjištění vlivu inertního plynu na kondenzaci vodní páry a ověření teoretických poznatků. Experimentální část se skládá z několika kroků, které jsou ukázány na Obr. 6.32. V této kapitole je popsána konstrukce kondenzátoru a základní bilanční výpočet, podle kterého je kondenzátor navržen.



Obr. 6.32 – Průběh experimentální části práce

### 6.1 Zadání

Návrh kondenzátoru vychází ze zadání několika parametrů, které jsou ukázány v Tab. 2. Zadané parametry plynou z konzultace s technologem výroby, ze snahy o provedení jednoduché konstrukce a s ohledem na aplikace zmíněné v kapitole 3.3.

Kondenzátor je navržen typu trubka v trubce s protiproudým zapojením. Množství páry je zvoleno 5 kg/hod. Množství vzduchu je nejprve zvoleno jako 50 % hmotnostní koncentrace s tím, že se bude měnit. Pro návrh je uvažován požadavek, že by vodní pára měla zkondenzovat v co největší míře.

Tab. 2 – Zadané parametry

Množství vodní páry	$M_p$	5	[kg/hod]
Množství vzduchu	$M_a$	5	[kg/hod]
Hmotnostní poměr vzduchu	$p_m$	50	%
Molární poměr vzduchu	$p_n$	38	%

## 6.2 Návrhový bilanční výpočet

Pro návrh kondenzátoru a experimentálního měření je nejprve potřeba provést základní energetickou bilanci kondenzace vodní páry se vzduchem a zjistit přibližné výsledky. Návrhový výpočet neslouží k popsání kondenzace a vyhodnocení měření, ale slouží k návrhu a zajištění uskutečnitelnosti experimentálních měření na kondenzátoru.

### 6.2.1 Předpoklady

Aby mohl být výpočet proveden, je do bilance zvoleno několik vstupních předpokladů. Předpokládané veličiny a jejich hodnoty jsou ukázány v Tab. 3. Řešení rovnic výpočtu je podmíněno znalostí celkového součinitele prostupu tepla kondenzátoru. Kondenzaci vodní páry významně ovlivňuje přítomnost vzduchu a stanovení celkového součinitele prostupu tepla pro takový případ je poměrně složitý úkol. Proto návrh kondenzátoru vychází ze zvolené hodnoty součinitele prostupu tepla dle konzultace s vedoucím práce a doporučení literatury [11], která je součástí přílohy 1.

Tab. 3 – Předpokládané vstupní parametry

Vstupní teplota chladicí vody	$T_K$	20	°C
Vstupní teplota směsi	$T_G$	100	°C
Tlak směsi	$p_G$	1	bar
Ohřátí chladicí vody	$\Delta T_K$	5	°C
Celkový součinitel prostupu tepla	$k$	100 až 300	W/m <sup>2</sup> .K

### 6.2.2 Dimenzování kondenzátoru

Pro zadané a předpokládané hodnoty je proveden bilanční výpočet a stanovena geometrie kondenzátoru. Výpočet vychází dle základních energetických rovnic prostupu tepla stěnou při kondenzaci popsaných například v [14]. Typ kondenzátoru je zvolen jako trubka v trubce s protiproudým zapojením. Postup výpočtu probíhá následovně.

1. Nejprve je odhadnuta teplota směsi na výstupu z kondenzátoru a z ní vypočítán logaritmický teplotní spád. Tato hodnota je pak iteračně dopočítána.
2. Dále je zvolen průměr vnitřní trubky dle nabídky trubek na trhu.
3. Z rovnice (6.49) je spočítáno přibližné množství zkondenzované páry.

$$\dot{M}_K = \frac{A \cdot k \cdot \Delta T_{ln}}{\Delta h_v} \quad (6.49)$$

4. Výstupní teplota směsi je rovna saturační teplotě páry pro danou koncentraci páry na výstupu z kondenzátoru dle (6.50). Následně je přepočten logaritmický teplotní spád.

$$T_{s2} = f(p_{pp} \cdot \tilde{y}_p) \quad (6.50)$$

5. Dále je z rovnice (6.51) vypočten celkový přenesený tepelný tok na 1 metr délky kondenzátoru.

$$Q = k A \Delta T_{ln} \quad (6.51)$$

6. Voda proudí v mezikruží a odvádí teplo z kondenzační strany. Ze známého tepelného toku je pro předpokládané ohřátí vypočten průtok chladicí vody z rovnice (6.52).

$$Q = m_K c_{pK} \Delta T_K \quad (6.52)$$

Při návrhu kondenzátoru bylo potřeba, aby byl dosažen co nejvyšší součinitel přestupu tepla  $\alpha_K$  na straně chladicí vody. Pokud je tento součinitel dostatečně vysoký, závisí celkový prostup tepla v kondenzátoru zejména na oblasti s nejvyšším tepelným odporem. To je v případě kondenzace vodní páry se vzduchem kondenzační strana. To pak usnadňuje vyhodnocení experimentálního měření, jelikož změny součinitele přestupu tepla na chladicí straně mají malý vliv na celkový součinitel prostupu tepla. Jak plyne z rovnic pro Reynoldsovo číslo a Nusseltovo číslo, lze toto zajistit zejména pomocí dostatečně malého průtočného průřezu anebo velkým průtokem chladicí vody. Dle konzultace s technologem výroby bylo možné vyrobit nejmenší možnou šířku mezikruží 1,4 mm. Proto za účelem zvýšení součinitele přestupu tepla na chladicí straně byla zvolena tato nejmenší možná hodnota. Shrnutí dimenzovaných parametrů je v Tab. 4.

Tab. 4 – Dimenze vybraného konstrukčního řešení kondenzátoru

Vnitřní průměr vnitřní trubky	$d_{ii}$	23,7	mm
Rozteč mezikruží	$s$	1,4	mm

Součinitel přestupu tepla na straně chladicí strany je vypočten dle postupu z VDI Atlas [32] sekce G2 pro proudění tekutin v mezikruží. Nusseltovo číslo je stanoveno dle rovnic (6.53) až (6.56) pro laminární proudění, dle rovnice (6.57) pro přechodové proudění a dle rovnice (6.58) pro turbulentní proudění. Všechny koeficienty jsou vypočteny dle rovnic definovaných v [32].

### Laminární proudění – $Re < 2300$

$$Nu_{lam} = \sqrt[3]{(Nu_1^3 + Nu_2^3 + Nu_3^3)} \quad (6.53)$$

$$Nu_1 = (3,66 + 1,2a^{-0,8}) \quad (6.54)$$

$$Nu_2 = f_g \sqrt{RePr \frac{d_h}{L}} \quad (6.55)$$

$$Nu_3 = \left( \frac{2}{1 + 22Pr} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot \sqrt{RePr \frac{d_h}{L}} \quad (6.56)$$

#### Přechodové proudění $2300 < Re < 10^4$

$$Nu_{trans} = (1 - \gamma)Nu_{lam,2300} + \gamma Nu_{turb,10^4} \quad (6.57)$$

#### Turbulentní proudění $Re > 10^4$

$$Nu_{turb} = \frac{\frac{\xi_{ann}}{8} RePr}{k_1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi_{ann}}{8}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d_h}{L} \right)^{2/3} \right] F_{ann} \quad (6.58)$$

Všechny vypočítané parametry závisí na konkrétních předpokládaných veličinách. Za účelem provedení vhodného návrhu bylo vypočteno několik variant. Některé z nich jsou ukázány v Tab. 5. Vybrané řešení bylo zvoleno tak, aby poskytovalo možnost měření v co nejširším rozsahu parametrů pracovních látek.

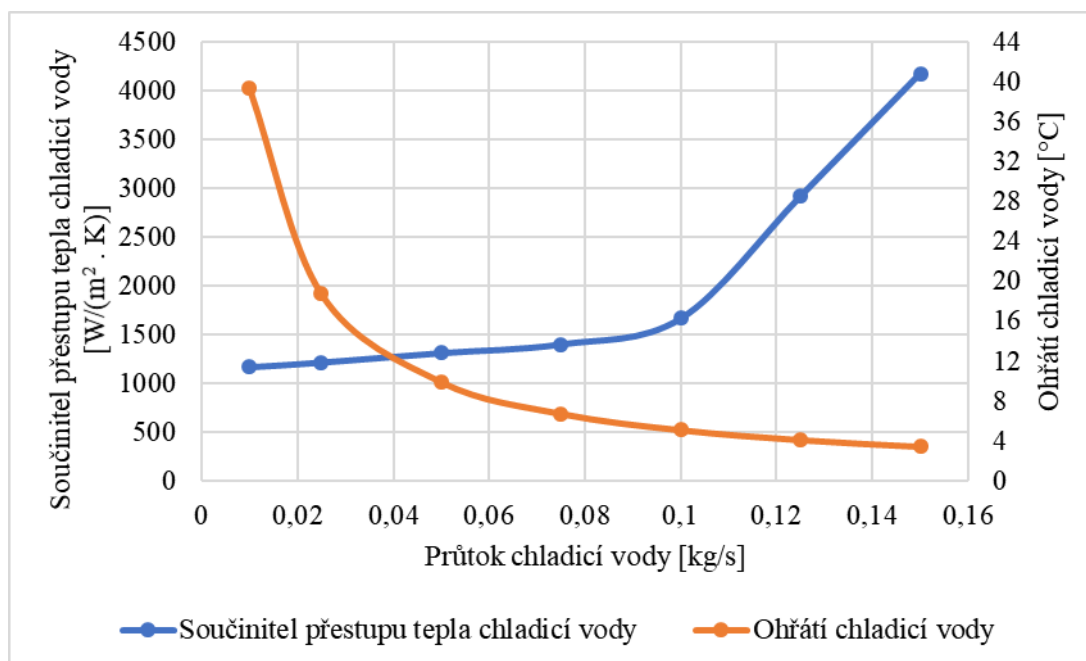
Tab. 5 – Příklad některých návrhových variant

		Varianta				
		1	2	3	4 – Výpočtová varianta	
<b>Měněné parametry</b>						
Délka trubky	L	m	1	1	1,5	<b>1,5</b>
Součinitel prostupu tepla	k	W/m <sup>2</sup> .K	100	300	100	<b>300</b>
<b>Vypočtené parametry</b>						
Tepelný výkon	Q	W	520	1498	773	<b>2134</b>
Průtok chladicí vody	m <sub>K</sub>	kg/s	0,025	0,072	0,037	<b>0,103</b>
Součinitel přestupu tepla chladicí strany	α <sub>K</sub>	W/m <sup>2</sup> .K	1 252	1 509	1250	<b>1 811</b>

### 6.2.3 Součinitel přestupu tepla chladicí strany

Z důvodu snahy zvýšení součinitele přestupu tepla na straně chladicí vody je provedena citlivostní analýza změny hmotnostního průtoku chladicí vody na součinitel přestupu tepla a na ohřátí chladicí strany. Analýza je provedena pro všechny navrhované varianty. V této části jsou ukázány výsledky pro zvolenou variantu 4, kdy šířka mezikruží je 1,4 mm, délka teplosměnné plochy je 1,5 m a předpokládaný celkový součinitel přestupu tepla je  $300 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .

Změny jednotlivých parametrů jsou ukázány na Obr. 6.33. Je zde vidět, že s rostoucím průtokem chladicí vody roste i teoreticky vypočítaný součinitel přestupu tepla chladicí vody. Naopak při zvyšování průtoku chladicí vody dochází k snížení ohřátí chladicí vody, jelikož kondenzátor předává stále stejný výkon. Výrazný nárůst součinitele přestupu tepla chladicí vody při překročení průtoku chladicí vody okolo  $0,11 \text{ kg/s}$  je dán změnou typu proudění v mezikruží. Při vysokých průtocích chladicí vody ale pro daný výkon kondenzátoru vzniká velmi malé ohřátí chladicí vody. To by bylo problematické, co se týče měření teplot a mohla by tak vzniknout velká chyba. Proto je pro návrh kondenzátoru vybrán předpokládaný průtok chladicí vody  $0,1 \text{ kg/s}$  s odpovídajícím ohřátím chladicí vody  $5 \text{ °C}$  a součinitelem přestupu tepla  $1811 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .



Obr. 6.33 – Vliv průtoku chladicí vody na součinitel přestupu tepla chladicí strany a ohřátí chladicí vody

## 6.3 Konstrukce kondenzátoru

Pro experimentální měření je zvolen kondenzátor typu trubka v trubce. Model kondenzátoru vytvořený v programu Autodesk Inventor a fotografie lze vidět na Obr. 6.34. Výkres kondenzátoru je součástí Přílohy 2. Kondenzátor byl vyroben v laboratořích ČVUT na Julisce. Tento typ kondenzátoru je vhodný pro malé aplikace z důvodu jednoduchosti návrhu a výroby. V provozu jsou dále tyto kondenzátory poměrně snadné na údržbu a lze je v případě potřeby upravovat. Více o trubkových výměnících, výhody a nevýhody a jejich konstrukční varianty je popsáno v kapitole 3.2.

### 6.3.1 Geometrie

Navržený kondenzátor vychází z předchozího bilančního výpočtu. Tvoří ho dvě kruhové trubky, které jsou k sobě svařeny pomocí distančních kroužků. Vnitřní trubka je dlouhá 2000 mm, má vnitřní průměr 23,7 mm a tloušťku stěny 1,6 mm. Vnější trubka je dlouhá 1500 mm, má průměr vnitřní stěny 29,7 mm a tloušťku stěny 2 mm. Teplosměnná plocha je tedy dlouhá 1500 mm. Mezikruží je tvořeno souosostí trubek a je široké 1,4 mm. Do mezikruží trubek je po bodech navařena nerezová ocel, která zajišťuje souosost trubek.

### 6.3.2 Materiál

Základním požadavkem na materiál je odolnost proti korozi, aby nebylo ovlivněno měření a nemuselo se počítat s vlivy z důvodu znečištění a koroze. Všechny součásti, které přichází do styku s parou nebo vodou, jsou vyrobeny z nerezové oceli 1.4301 (AISI 304).

### 6.3.3 Zapojení kondenzátoru

Kondenzátor je navržen jako protiproudý, což umožňuje dobré využití teplotních spádů a možnosti snížit teplotu kondenzující páry pod teplotu výstupu chladicí vody. Kondenzující látka vstupuje do kondenzátoru nahoře, proudí přes uklidňující část kondenzátoru a kondenzát se zbytkem nezkondenzované směsi vystupuje v dolní části pryč z kondenzátoru. Délka uklidňovací části pro vstup směsi je vypočtena dle vztahu (6.59). Chladicí voda vstupuje do kondenzátoru v dolní části a proudí v mezikruží směrem nahoru.

$$l_{uk} = 0,05 Re Pr \quad (6.59)$$

### 6.3.4 Tlaková ztráta

Pro chladicí i kondenzační stranu je vypočtena tlaková ztráta dle vztahů (6.60) a (6.61). Kondenzující směs proudí vlivem rozdílu tlaků ve zdroji páry a okolí a tlaková ztráta směsi je

dána pouze třením při proudění v trubce. Chladicí voda vstupuje do kondenzátoru dole a proudí směrem nahoru. Celková ztráta na chladicí straně je dána součtem třecích ztrát a změny hydrostatického tlaku. V proudu obou látek se nenacházejí žádné ohyby ani změny průřezu, takže ztráty tlaku dané těmito jevy nejsou uvažovány. Výsledky tlakových ztrát pro obě média jsou ukázány v Tab. 6. Jelikož jsou tlakové ztráty malé, tak se pro další výpočty zanedbávají.

$$\Delta p_{tr} = \lambda \frac{L}{d} \frac{\bar{w}^2}{2} \bar{\rho} \quad (6.60)$$

$$\Delta p_{hyd} = \Delta h \rho g \quad (6.61)$$

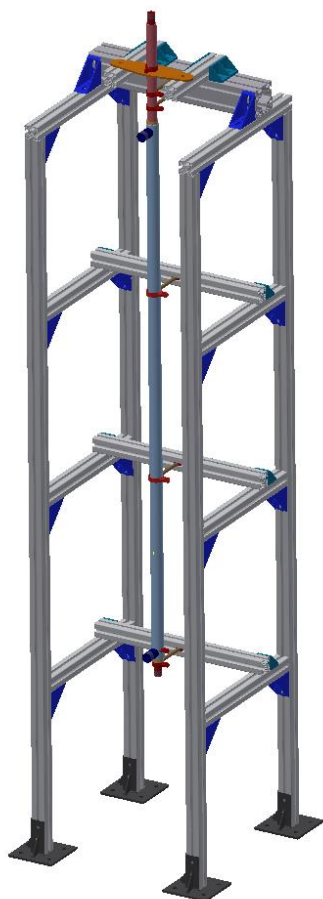
Tab. 6 – Tlakové ztráty pracovních médií

Tlaková ztráta		Chladicí voda	Pára
Třecí	[Pa]	154	9
Zdvihovou prací	[Pa]	14 680	0
<b>Celkem</b>	<b>[Pa]</b>	<b>14 834</b>	<b>9</b>

### 6.3.5 Podpěrná konstrukce

Konstrukce pro kondenzátor je navržena pomocí hliníkových součástí Alutec. Výkres konstrukce je součástí přílohy 3. Alutec je zvolen z důvodu snadného sestavení a možnosti případných modifikací konstrukce. Hlavní podmínkou pro konstrukci je nosnost a stabilita, jelikož případné vibrace či pohyb kondenzátoru by mohly mít vliv na výsledek. Kondenzátor je ke konstrukci uchycen pomocí čtyř objímek se stavěcími šrouby. V případě nestability nebo zvýšení váhy kondenzátoru je na vrchní části konstrukce připraven dodatečný nosný rám.





Obr. 6.34 – Model a fotografie kondenzátoru s konštrukci

## 7 Návrh experimentální trati

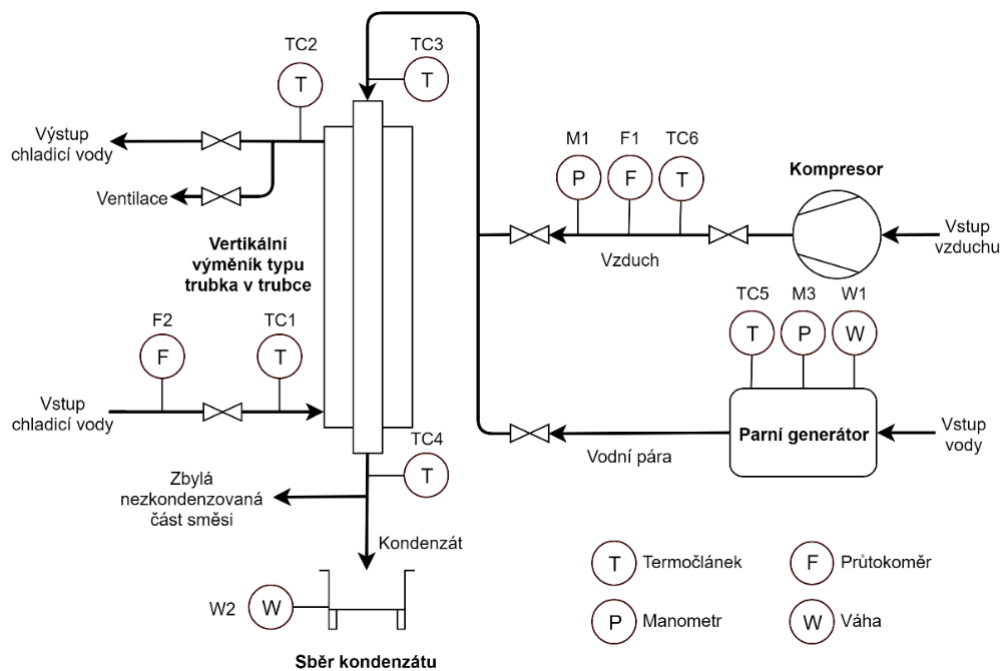
Tato kapitola popisuje návrh experimentální trati, na které byla měření prováděna. Dále jsou zde uvedeny měřicí prvky použité při měření.

### 7.1 Schéma tratě

Schéma experimentální trati pro měření kondenzace vodní páry se vzduchem je zobrazeno na Obr. 7.35. Fotografie sestavené trati, na kterém probíhala měření je na Obr. 7.36. Experimentální trať byla navržena na základě bilančního výpočtu z předchozí kapitoly. Základním požadavkem pro návrh trati byl definovaný seznam parametrů, které je potřeba během experimentů měřit. Trať je navržena jako otevřená smyčka a skládá se ze tří sekcí:

- **Hlavní testovací sekce – navržený kondenzátor**
- **Sekce přívodu vodní páry a vzduchu**
- **Sekce chladicí vody**

Vodní pára je produkována v parním generátoru a odběr páry je dán tlakovým spádem v pracovním okruhu. Jako nekondenzující plyn je použit vzduch. K míchání vzduchu a páry dochází ve vertikální trubce přímo nad parním generátorem, takže případná kondenzace vzniklá během míšení páry a vzduchu je odvedena zpět do generátoru a nemá vliv na měření. Ve vnějším plášti kondenzátoru proudí chladicí voda o nízké teplotě, takže tepelné ztráty kondenzátoru jsou dle výpočtu poměrně malé. K největším ztrátám dochází v části přiváděné směsi vzduch a pára. Kondenzátor a přívodní potrubí vodní páry se vzduchem je opatřeno izolací.



Obr. 7.35 – Schéma experimentální trati



Obr. 7.36 – Fotografie experimentální trati

## 7.2 Měřící prvky

Seznam všech měřících prvků použitých při měření je ukázán v Tab. 7. Schématické umístění měřících prvků je na Obr. 7.35. Všechny hlavní měřící prvky mající vliv na bilanci byly kalibrovány. Výstupy z termočlánků TC1 až TC4 byly přivedeny do zařízení k záznamu dat Datalogger titan S8. Pro měření signálů z termočlánků TC5 a TC6 je použita měřící ústředna DAQSTATION DX 200, která je přímo napojená na zdroj páry. Ostatní hodnoty jsou odečítány vizuálně ze stupnic měřících prvků.

Tab. 7 – Soupis měření

Značka	Měřicí prvek	Veličina a jednotka	Měřený člen	Umístění
TC1	Termočlánek	Teplota [°C]	Chladicí voda vstup	Vstup do mezikruží kondenzátoru
TC2	Termočlánek	Teplota [°C]	Chladicí voda výstup	Výstup z mezikruží kondenzátoru
TC3	Termočlánek	Teplota [°C]	Vstup směs	Vstup do kondenzátoru
TC4	Termočlánek	Teplota [°C]	Výstup směsi	Výstup z kondenzátoru
TC5	Termočlánek	Teplota [°C]	Produkováná pára	Výstup z generátoru páry
TC6	Termočlánek	Teplota [°C]	Vzduch před mícháním	Před míšením páry a vzduchu
TC7	Termočlánek	Teplota [°C]	Teplota okolí	V laboratorní hale
M1	Sloupcový U-manometr	Tlak [mm sl.]	Vzduch před mícháním	Před míšením páry a vzduchu
M2	Staniční tlakoměr	Tlak [Torr]	Tlak okolí	V laboratorní hale
M3	Manometr	Tlak [Pa]	Tlak produkované páry	Výstup z generátoru páry
F1	Rotametr	Objemový průtok [l/min]	Vzduch před mícháním	Před míšením páry a vzduchu
F2	Vodoměr	Objemový průtok [l/s]	Chladicí voda	Před vstupem do kondenzátoru
W1	Plošinová váha	Hmotnost [kg]	Množství odpařené vody	Pod generátorem páry
W2	Laboratorní váha	Hmotnost [g]	Množství kondenzátu	Vedle kondenzačního tanku

## 8 Součinitel přestupu tepla chladicí strany v navrženém kondenzátoru

V této kapitole je uveden postup a vyhodnocení experimentálního měření kondenzace vodní páry bez nekondenzujících plynů. Měření probíhalo na navrženém kondenzátoru a pára byla generována pomocí vyvíječe páry umístěného v laboratořích ČVUT na Julisce.

Hlavním cílem měření kondenzace vodní páry bez nekondenzujících plynů je stanovení součinitele přestupu tepla na chladicí straně pro různé průtoky vody. Součinitel přestupu tepla je pak použit k vyhodnocení měření kondenzace vodní páry se vzduchem popsané v kapitole 9.

### 8.1 Měření kondenzace čisté páry

Měření kondenzace čisté páry proběhlo dle schéma na Obr. 7.35 s tím rozdílem, že byla odpojena sekce přívodu vzduchu a generátor páry byl nahrazen parním vyvíječem. Měření bylo provedeno při čtyřech různých průtocích chladicí vody. Tyto průtoky byly voleny podle předpokládaných průtoků chladicí vody při měření kondenzace vodní páry se vzduchem. To znamená, že pro zvolený průtok chladicí vody je zjištěn součinitel přestupu tepla chladicí vody a tento součinitel se pak pro daný průtok chladicí vody použije při výpočtu kondenzace vodní páry se vzduchem. Tlakové ztráty jsou zanedbány a měření probíhalo při atmosférickém tlaku. Zbylá nekondenzovaná pára byla odváděna do okolí. Naměřené hodnoty jsou zobrazeny v Tab. 8.

Tab. 8 – Naměřené hodnoty kondenzace vodní páry

			Měření			
			1	2	3	4
Kondenzační tok	$\dot{M}_{\text{KON}}$	[kg/hod]	28,2	39,0	16,2	12,6
Průtok chladicí vody	$\dot{M}_{\text{K}}$	[kg/s]	0,076	0,140	0,031	0,023
Vstupní teplota chladicí vody	$T_{\text{K1}}$	[°C]	13,2	12,7	13,1	13,8
Výstupní teplota chladicí vody	$T_{\text{K2}}$	[°C]	71,1	57,9	91,5	95,2
Střední teplota páry v kondenzátoru	$T_{\text{p}}$	[°C]	99,2	99,2	99,5	99,4

### 8.2 Vyhodnocení měření

#### 8.2.1 Výkon kondenzátoru

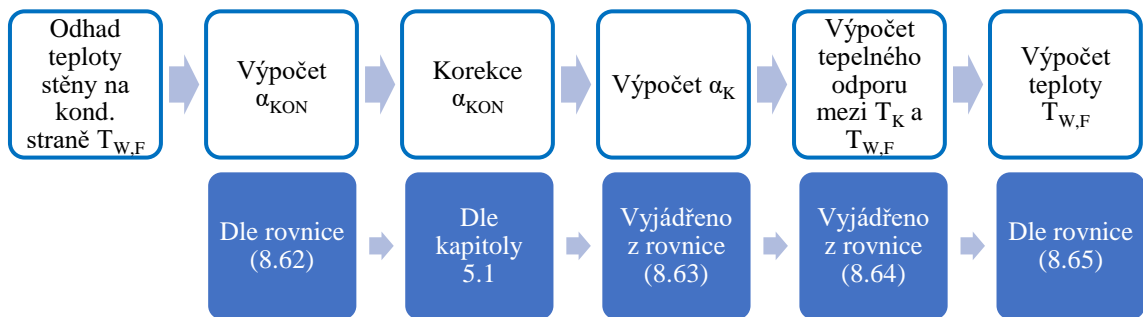
Výsledky měření jsou ukázány v Tab. 9. Výkon kondenzátoru lze vypočítat z chladicí strany dle kalorimetrické rovnice. Z vypočteného výkonu lze pak vypočítat celkový součinitel prostupu tepla kondenzátoru.

Tab. 9 – Parametry kondenzátoru pro jednotlivá měření

			Měření			
			1	2	3	4
Chladicí výkon výměníku	Q	[kW]	18,4	26,5	10,2	7,9
Log. teplotní spád	T <sub>ln</sub>	[°C]	52	67	33	26
Celkový souč. prostupu tepla	k	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	2 814	3 098	2 432	2 364

### 8.2.2 Stanovení součinitele přestupu tepla chladicí strany

Pro stanovení součinitele přestupu tepla na straně chladicí vody je potřeba vypočítat součinitel přestupu tepla na straně kondenzace. Ten je vypočítán dle Nusseltovy rovnice popsané v kapitole 4. Teplota stěny potřebná pro výpočet je stanovena na základě rovnosti tepelných toků z kondenzační a z chladicí strany. Postup stanovení teploty stěny potřebné pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně kondenzace je naznačen na Obr. 8.37.

Obr. 8.37 – Postup výpočtu teploty stěny při stanovení  $\alpha_G$ 

$$\alpha_{KON} = \frac{\lambda_F}{\delta_z} = \left[ \frac{\rho_F(\rho_F - \rho_G)g\Delta h_v \lambda_F^3}{4\eta_F(T_{SAT} - T_{W,F})} \cdot \frac{1}{z} \right]^{1/4} \quad (8.62)$$

$$\frac{1}{r_1 k} = \frac{1}{r_1 \alpha_{KON}} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{\lambda_W} + \frac{1}{r_2 \alpha_K} \quad (8.63)$$

$$R = \frac{1}{k''} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \lambda_W} + \frac{1}{r_2 \alpha_K} \quad (8.64)$$

$$T_{W,F} = \frac{q_{ii}}{k''} + T_K \quad (8.65)$$

Vypočtené hodnoty jsou ukázány v Tab. 10. Při zahrnutí korekce zvlnění proudění filmu kondenzátu a korekce smykového napětí vyvolané prouděním vodní páry vychází kondenzační součinitel přestupu tepla mezi 9 127 – 13 103 W/(m<sup>2</sup>·K). Korekce respektující vliv vlánek a

turbulence při proudění filmu kondenzátu je vypočtena dle postupu z [32] popsaném v kapitole 5.1.1. Korekce smykového napětí je vypočtena dle postupu z [32] popsaném v kapitole 5.1.4.

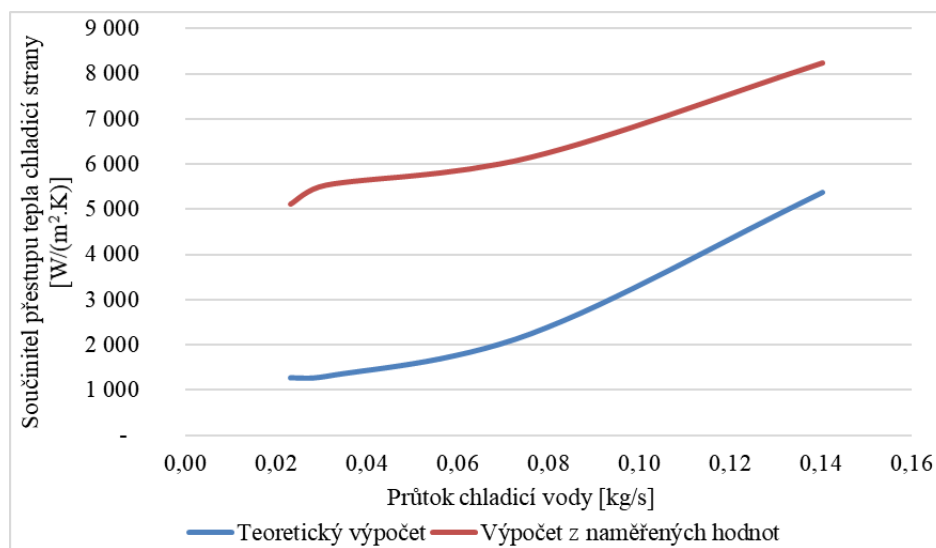
Tímto měřením tak byly stanoveny hlavní požadované hodnoty součinitele přestupu tepla na chladicí straně pro jednotlivé průtoky chladicí vody, které jsou použity pro vyhodnocení hlavního experimentálního měření kondenzace parovzdušné směsi.

Tab. 10 – Výsledky stanovení součinitele přestupu tepla chladicí strany a kondenzační strany

			Měření			
			1	2	3	4
Teplota stěny na straně kondenzátu	$T_{W,F}$	[°C]	87	80	90	92
Souč. přestupu tepla kondenzační dle rovnice 8.63	$\alpha'_{KON}$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	5 436	4 828	5 790	6 219
Korekce zvlnění filmu kondenzátu	$C_1$	[-]	1,24	1,4	1,11	1,05
Korekce smykovým napětím	$C_2$	[-]	1,94	1,77	1,42	1,44
Korekce celkem	$C$	[-]	2,4	2,5	1,6	1,5
Souč. přestupu tepla kondenzační korigovaný	$\alpha_{KON}$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	13 103	11 964	9 127	9 403
<b>Součinitel přestupu tepla chladicí strany</b>	<b><math>\alpha_K</math></b>	<b>[W/(m<sup>2</sup>·K)]</b>	<b>6 162</b>	<b>8 236</b>	<b>5 546</b>	<b>5 127</b>
Celkový součinitel prostupu tepla	$k$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	2 814	3 098	2 432	2 368

### 8.2.3 Porovnání součinitele přestupu tepla chladicí strany

Porovnání teoreticky vypočítané hodnoty součinitele přestupu tepla chladicí strany a skutečné hodnoty stanovené z měření je ukázáno na Obr. 8.38. Na obrázku je vidět, že skutečná hodnota součinitele přestupu tepla je mnohem vyšší než teoreticky stanovená. Ačkoliv je teoreticky stanovená hodnota součinitele přestupu tepla mnohem menší, má podobný průběh jako skutečná hodnota součinitele přestupu tepla. Možné důvody, proč je skutečná hodnota součinitele přestupu tepla chladicí vody v kondenzátoru mnohem vyšší, jsou rozebrány v následující kapitole.

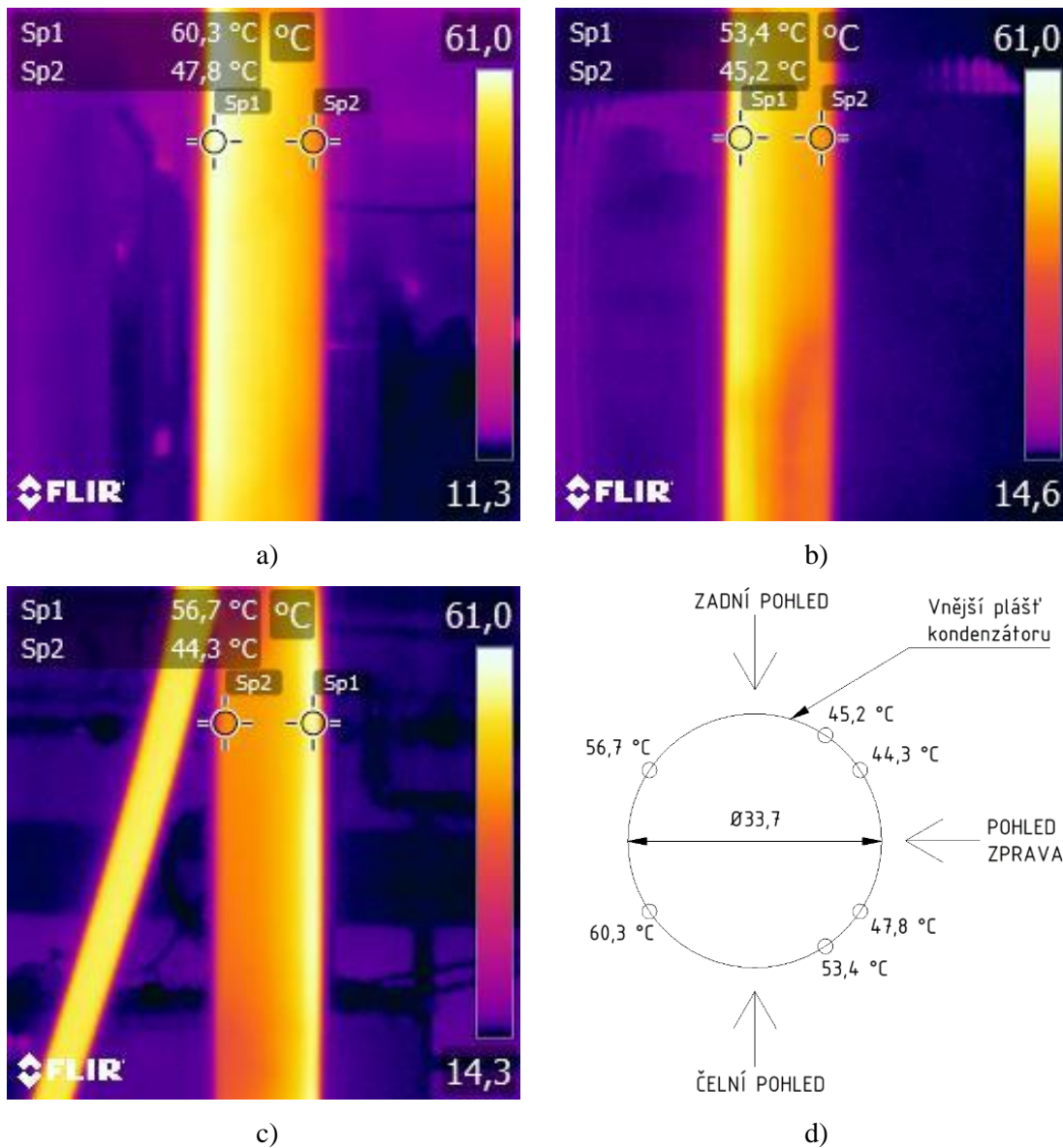


Obr. 8.38 – Skutečné a teoretické hodnoty součinitele přestupu tepla chladicí strany

## 8.3 Proudění vody v mezikruží navrženého kondenzátoru

### 8.3.1 Nerovnoměrná distribuce teplot na povrchu kondenzátoru

Během experimentálních měření kondenzace čisté vodní páry byla pomocí povrchových termočlánků zjištěna nerovnoměrná distribuce teplot podél vnější trubky kondenzátoru. To znamená, že v mezikruží chladicího okruhu vznikalo nerovnoměrné proudění a chladicí voda se neohřívala rovnoměrně. Nerovnoměrné rozložení teplot bylo ověřeno termo-kamerou FLIX i7. Fotografie s teplotním profilem vnějšího pláště kondenzátoru jsou ukázány na Obr. 8.39 a až c. Body s teplotami jsou označeny 100 mm pod výstupem chladicí vody. Je na nich vidět, že trubka po obvodu nemá stejnou teplotu. Maximální teplotní rozdíl povrchu trubky dosahoval cca 16 °C a lišil se v závislosti na místě povrchu trubky. Přibližné schématické shrnutí naměřených teplot je ukázáno na Obr. 8.39d.



Obr. 8.39 – Teplotní profil vnějšího pláště kondenzátoru pro měření 2 – a) Čelní pohled b) Pohled zprava c) Zadní pohled d) Přibližné rozložení teplot



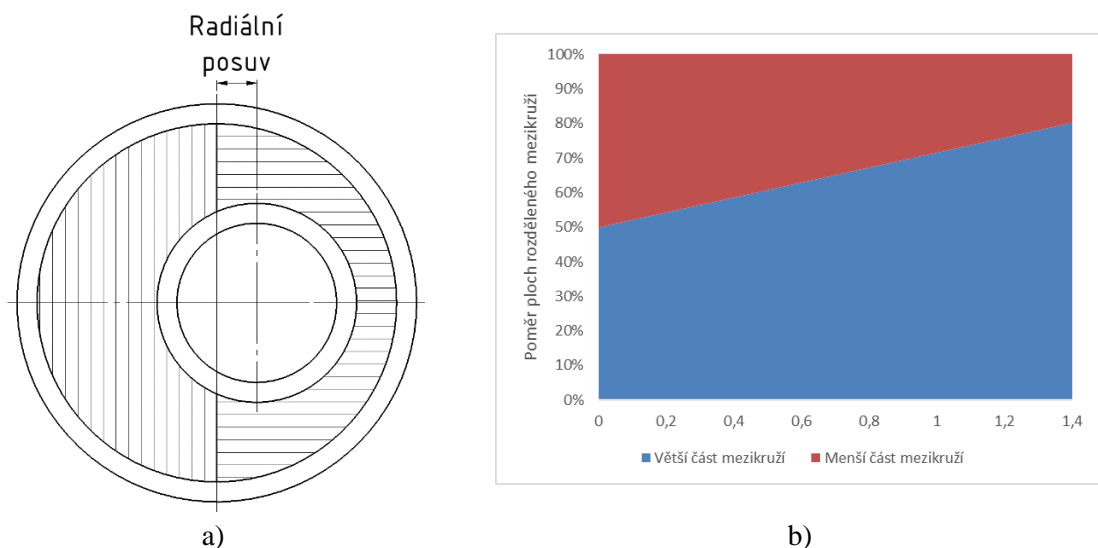
Možných příčin, proč docházelo k vzniku teplotního profilu, je několik:

- Nedokonalé mezikruží dané nepřesnou výrobou nebo teplotní dilatací vnitřní trubky
- Vliv bodových návarů mezi trubkami zajišťující souosost trubek
- Způsob umístění vstupu a výstupu chladicí vody

Po konzultaci s vedoucím práce bylo předpokládáno, že nejpravděpodobnější varianta je nedokonalost mezikruží trubek. Proto byla provedena základní analýza, jestli změna plochy mezikruží vlivem ohybu nebo posuvu vnitřní trubky může způsobit nerovnoměrné rozložení teplot a vyšší součinitel přestupu tepla chladicí strany.

### 8.3.2 Vliv nesouososti trubek na součinitel přestupu tepla a teploty chladicí vody

Mezikruží se dá rozdělit na dvě pomyslné poloviny a posuv trubky lze uvažovat radiálně do středu jednoho z mezikruží, jak je naznačeno na Obr. 8.40a. Posuv trubky pak způsobuje dvě věci. Jednak se vlivem posuvu trubky zvyšuje teplosměnná plocha vnitřní trubky v menším mezikruží. Dále se mění i průtok chladicí vody daným mezikružím, jelikož má menší průřez. Oba tyto aspekty působí stejným efektem na změnu teploty chladicí vody proudící v dané části mezikruží. To znamená, že čím víc je vnitřní trubka posunuta, tím větší část tepla se z vnitřní trubky přenáší do menšího mezikruží a také tím méně vody v menším mezikruží proudí. To způsobuje, že je jedna část vnitřní trubky chlazená více než druhá. Na Obr. 8.40b je možné vidět závislost rozložení ploch průtočného průřezu na posuvu vnitřní trubky v radiálním směru.



Obr. 8.40 – Vliv posuvu trubky na rozdělení ploch mezikruží

V práci [34] byl proveden numerický výpočet, jak se mění Reynoldsovo číslo a rychlosti tekutiny proudící v excentrickém mezikruží. V této práci je zmíněno, že rychlost tekutiny a

Reynoldsovo číslo může být mnohonásobně menší v úzké části potrubí než v širší části potrubí. To znamená, že vlivem posuvu trubky dochází k porušení rychlostního profilu tekutiny a tvorbě turbulencí. To může mít vliv na součinitel přestupu tepla chladicí strany a nerovnoměrnou distribuci teplot chladicí vody.

Další ovlivnění průtoku tekutiny může nastat z důvodu malého rozměru tloušťky mezikruží. Kondenzátor byl navržen s mezikružím o tloušťce 1,4 mm, přičemž řešení průtoku tekutiny takto malou plochou může přecházet do oblasti řešení proudění v mikrokanálech. U nich se přenos tepla při proudění tekutiny významně zvyšuje a u vody může dosahovat až  $790 \text{ W/cm}^2$  [35]. V [32] a [35] bylo měřeno proudění v mikrokanálech mezikruží o tloušťce několik desetin mm. Proto lze uvažovat, že se k této oblasti blíží i mezikruží navrženého kondenzátoru. Problematika řešení proudění v takto malých plochách je však nad rámec této diplomové práce, a proto není tento jev dále analyzován.

Důležité je, že tento jev nemá vliv na vyhodnocení měření kondenzace vodní páry se vzduchem popsané v další kapitole. I kdyby tento jev při měření kondenzace vodní páry se vzduchem nastal, je stejný jako při měření kondenzace čisté vodní páry. Proto stanovená hodnota součinitele přestupu tepla chladicí strany z této kapitoly odpovídá skutečné hodnotě vyskytující se při experimentálních měření se vzduchem. Navíc vyšší hodnota součinitele přestupu tepla chladicí strany je pro vyhodnocení vhodnější, jelikož o to více prostup tepla kondenzátorem závisí na kondenzační straně.

# 9 Experimentální měření kondenzace vodní páry v přítomnosti vzduchu

Hlavním cílem diplomové práce je stanovení bilance kondenzace vodní páry se vzduchem. Tato kapitola popisuje průběh a postup vyhodnocení měření na experimentální trati.

## 9.1 Popis měření

Experimentální měření kondenzace vodní páry se vzduchem jsou provedena na navrženém kondenzátoru a trati, která se nachází v laboratořích ČVUT na Julisce. Měření probíhá na navržené trati popsané v kapitole 7. Vodní páry je generována v parním generátoru a vzduch je dodáván pomocí kompresoru. Průtok vzduchu je regulován pomocí ručního ventilu a přesná požadovaná hodnota průtoku vzduchu je nastavena dle hodnoty kontinuálně měřené na rotamtru. Všechna měření proběhla při ustáleném stavu testovací trati a při atmosférickém tlaku. Tlakové ztráty jsou zanedbány.

Měření probíhalo pomocí členů popsaných v kapitole 7.2. Naměřené hodnoty jsou ukázány v Tab. 11. Měření proběhlo při šesti různých koncentracích vodní páry a vzduchu a při třech různých průtocích chladicí vody.

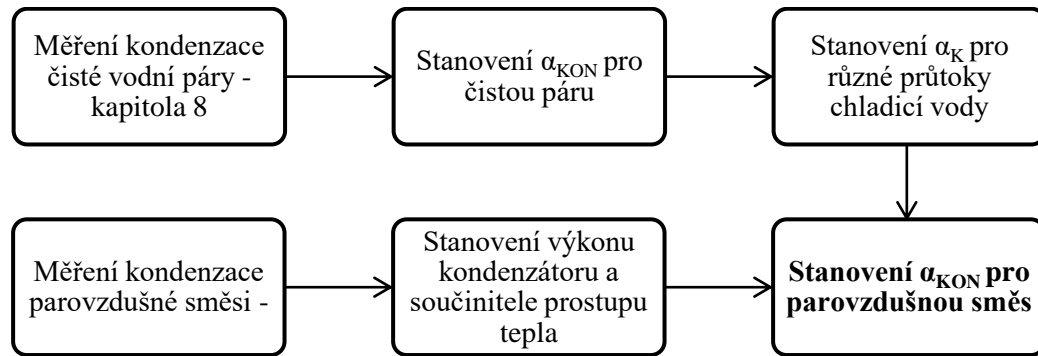
Tab. 11 – Naměřené hodnoty kondenzace vodní páry se vzduchem

			Měření					
			1	2	3	4	5	6
Průtok vzduchu	$\dot{M}_a$	[kg/hod]	0,58	0,58	1,37	2,04	2,63	2,04
Průtok páry	$\dot{M}_p$	[kg/hod]	1,97	1,68	2,01	1,94	1,77	1,24
Průtok kondenzátu	$\dot{M}_{KON}$	[kg/hod]	1,98	1,68	1,87	1,58	1,16	-
Průtok chladicí vody	$\dot{M}_K$	[kg/s]	0,0213	0,0213	0,0213	0,0165	0,0213	0,0281
Teplota vstup chladicí voda	$T_{K1}$	[°C]	14,8	14,8	14,7	15,0	14,6	16,0
Teplota výstup chladicí voda	$T_{K2}$	[°C]	32,0	29,2	30,8	30,4	25,8	22,2
Teplota vstup směs	$T_{p1}$	[°C]	94,9	93,9	91,1	82,9	82,1	76,4
Teplota výstup směs	$T_{p2}$	[°C]	43,6	40,6	74,6	66,5	64,6	61,3

## 9.2 Postup vyhodnocení

### 9.2.1 Schématický postup vyhodnocení

Jak již bylo řečeno, cílem experimentálního měření je zjistit vliv různých koncentrací vzduchu na kondenzaci vodní páry. Na Obr. 9.41 je pro přehled zobrazen diagram metodiky vyhodnocení experimentálních měření a jednotlivé návaznosti výpočtů.



Obr. 9.41 – Schématický postup vyhodnocení experimentů

Z chladicí strany lze spočítat celkový výkon kondenzátoru dle rovnice (9.66).

$$Q = m_K c_{pK} (t_{K2} - t_{K1}) \quad (9.66)$$

Celkový součinitel přestupu tepla je vyjádřen a vypočten z rovnice (9.67).

$$Q = kA\Delta T_{ln} \quad (9.67)$$

Střední logaritmický spád je vypočten dle rovnice (9.68).

$$\Delta T_{ln} = \frac{(t_{G1} - t_{K2}) - (t_{G2} - t_{K1})}{\ln\left(\frac{t_{G1} - t_{K2}}{t_{G2} - t_{K1}}\right)} \quad (9.68)$$

Kondenzační součinitel přestupu tepla je vyjádřen a vypočten z rovnice (9.69). Díky předchozímu měření kondenzace čisté vodní páry lze hodnotu součinitele přestupu tepla chladicí strany stanovit pomocí interpolace z naměřených hodnot. Tabulka hodnot součinitele přestupu tepla chladicí strany pro jednotlivé průtoky chladicí vody jsou ukázány v Tab. 12.

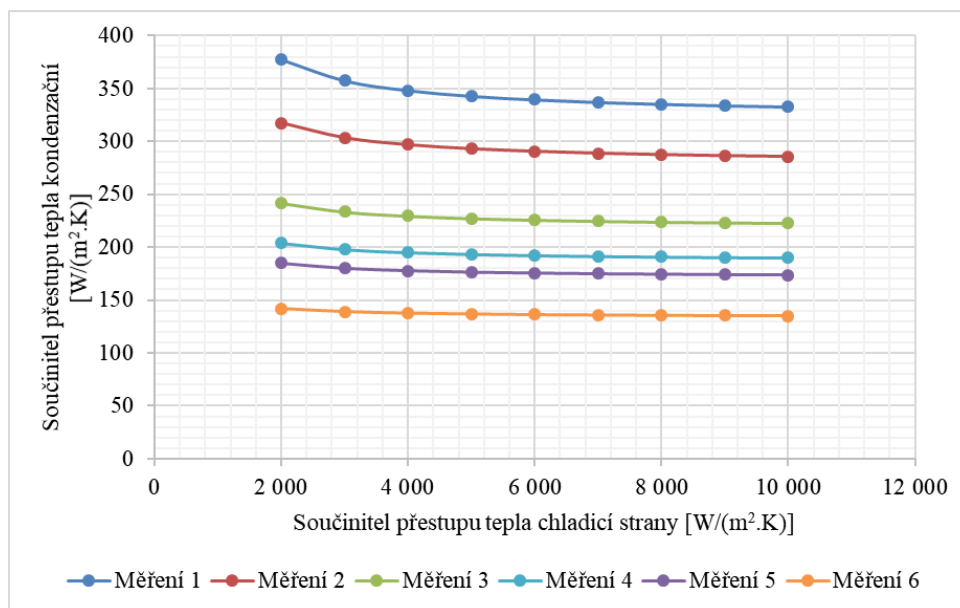
$$k = \frac{2\pi r_1}{\frac{1}{r_1 \alpha_{KON}} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{\lambda_W} + \frac{1}{r_2 \alpha_K}} \quad (9.69)$$

Tab. 12 – Vypočítané a použité hodnoty součinitele přestupu tepla chladicí strany

		Měření					
		1	2	3	4	5	6
Průtok chladicí vody	[kg/s]	0,021	0,021	0,021	0,17	0,021	0,028
Součinitel přestupu tepla chladicí strany	[W/m <sup>2</sup> .K]	5 247	5 247	5 247	5 197	5 247	5 328
Kondenzační součinitel přestupu tepla	[W/m <sup>2</sup> .K]	342	292	227	193	176	137

### 9.2.2 Závislost kondenzačního součinitele přestupu tepla na součiniteli přestupu tepla chladicí strany

Na obr. Obr. 9.42 je vidět závislost kondenzačního součinitele přestupu tepla pro parovzdušnou směs na součiniteli přestupu tepla chladicí strany stanoveného z kapitoly 8. Z tohoto obrázku plyne, že i kdyby došlo k pouze přibližnému stanovení součinitele přestupu tepla chladicí strany z předchozí kapitoly, nemá tato hodnota velký vliv na výsledný kondenzační součinitel přestupu tepla  $\alpha_{KON}$ . To je dáno z toho důvodu, že součinitel přestupu tepla ve výměnících závisí hlavně na nejmenším členu přestupu tepla dle rovnice (9.69). Z Obr. 9.42 tedy vyplývá, že i kdyby skutečný součinitel přestupu tepla chladicí strany byl o 1000 W/(m<sup>2</sup>.K) větší nebo menší, je stanovený kondenzační součinitel přestupu tepla zatížen chybou do 1 %. Vyšší vliv na kondenzační součinitel přestupu tepla lze vidět při menších hodnotách součinitele přestupu tepla chladicí strany. Jelikož se součinitel přestupu tepla chladicí vody k těmto hodnotám ani při malých průtocích neblíží, není třeba větší chybu předpokládat.



Obr. 9.42 – Závislost kondenzačního součinitele přestupu tepla na součiniteli přestupu tepla chladicí strany

## 10 Vyhodnocení výsledků

V této kapitole je provedeno vyhodnocení výsledků z experimentálních měření a z teoretického modelu pro kondenzaci vodní páry v přítomnosti vzduchu.

### 10.1 Výsledky z experimentálního měření

Výsledky experimentálního měření kondenzace vodní páry v přítomnosti vzduchu (ukázány v Tab. 13) lze vyhodnotit z několika hledisek. Základním kritériem k vyhodnocení měření je výkon kondenzátoru, který je stanoven z průtoku a ohřátí chladicí vody. Jako další nejdůležitější parametry, které se vlivem přítomnosti vzduchu mění, jsou součinitel prostupu tepla kondenzátoru a zkondenzované množství páry. Z Tab. 13 je patrné, že se zvyšováním koncentrace vzduchu se snižuje výkon kondenzátoru, snižuje se součinitel prostupu tepla a snižuje se zkondenzovaný poměr vodní páry.

Tab. 13 – Výsledky experimentálních měření

			Měření					
			1	2	3	4	5	6
Podíl vzduchu	p	[hm. %]	23	26	41	51	60	62
Chladicí výkon kondenzátoru	Q	[kW]	1,5	1,3	1,4	1,1	1	0,7
Celkový souč. prostupu tepla	k	[W/(m <sup>2</sup> .K)]	314	271	214	184	168	132
Zkondenzované množství	M <sub>KON</sub>	[%]	98,2	98,2	74	76,1	69,9	72,4

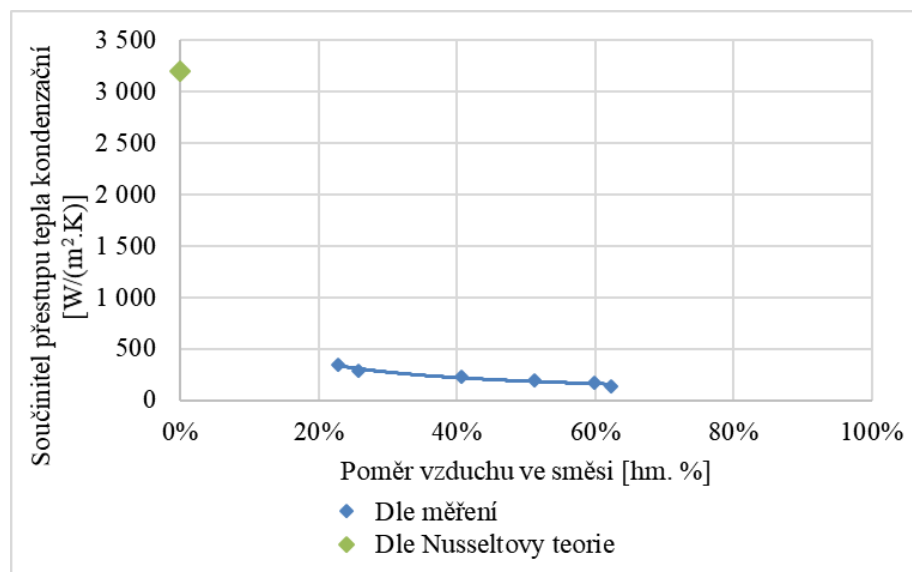
Zde je dobré připomenout, že výpočet celkového součinitele prostupu tepla kondenzátoru dle rovnice (9.67) může být teoreticky zatížen chybou. Chyba může nastat při použití logaritmického teplotního spádu při kondenzaci páry s inertním plynem, jak bylo zmíněno v kapitole 5.1.5. S tím souvisí i případná chyba v hodnotě kondenzačního součinitele přestupu tepla, která byla vypočtena ze součinitele prostupu tepla dle rovnice (9.69). Proto nejvhodnější parametr k vyhodnocení měření je chladicí výkon kondenzátoru stanovený z chladicí strany kondenzátoru. Tento způsob vyhodnocení byl zvolen i přes možnou chybu, jelikož nebyl nalezen jiný vhodný způsob řešení. Není ale třeba předpokládat velkou chybu ve stanoveném součiniteli prostupu tepla a v kondenzačním součiniteli přestupu tepla, jelikož výsledky součinitelů z měření a z teoretického modelu vychází velmi podobně, přičemž teoretický model s logaritmickým spádem nepočítá.

#### 10.1.1 Kondenzační součinitel přestupu tepla

Průběh kondenzačního součinitele přestupu tepla stanoveného z měření je možné vidět na Obr. 10.43. Pro porovnání byly stanoveny hodnoty kondenzačního součinitele přestupu tepla

dle Nusseltovy rovnice (4.13) (na Obr. 10.43 označeny zeleně). Hodnoty z Nusseltovy rovnice jsou stanoveny pro kondenzaci čisté páry bez zahrnutí dalších ovlivňujících faktorů z kapitoly 5.1. Na Obr. 10.43 lze dobře vidět, že kondenzační součinitel přestupu tepla naměřený pro parovzdušnou směs je mnohem menší než stanovený dle Nusseltovy rovnice pro čistou páru.

Poměrný pokles kondenzačního součinitele přestupu tepla pro všechna měření je v Tab. 14. Zde je vidět vliv přítomnosti vzduchu na kondenzaci vodní páry. I když jsou při experimentálním měření přítomny všechny jevy ovlivňující kondenzaci popsané v kapitole 5.1, mají ve skutečnosti pro danou konfiguraci zanedbatelný vliv na pokles kondenzačního součinitele přestupu tepla. Je to z toho důvodu, že Reynoldsovo číslo stékajícího kondenzátu vychází pro všechna měření pod 30, tzn. tok kondenzátu je laminární. Dále rychlosti směsi na vstupu do kondenzátoru jsou pro všechna měření pod 5,3 m/s, takže vliv smykového napětí směsi na kondenzační film lze také zanedbat. Zbylé dva parametry nemají obecně dle literatury na přestup tepla významný vliv. Proto je snížení kondenzačního součinitele přestupu tepla dáno zejména přítomností vzduchu.



Obr. 10.43 – Porovnání kondenzační alfy dle Nusseltovy rovnice a dle měření

Tab. 14 – Kondenzační součinitel přestupu tepla dle měření a dle Nusseltovy teorie

			Měření					
			1	2	3	4	5	6
Podíl vzduchu	y	[hm. %]	23	26	41	51	60	62
Součinitel přestupu tepla dle Nusseltovy teorie	$\alpha'_{\text{KON}}$	[W/m².K]	3201	3166	3185	3160	3122	3081
Součinitel přestupu tepla dle měření	$\alpha_{\text{KON}}$	[W/m².K]	342	292	227	193	176	137
<b>Snížení součinitele přestupu tepla na</b>	<b><math>\alpha_{\text{KON}}</math></b>	<b>[%]</b>	<b>10,7</b>	<b>9,2</b>	<b>7,1</b>	<b>6,1</b>	<b>5,6</b>	<b>4,4</b>

### 10.1.2 Saturační teplota páry

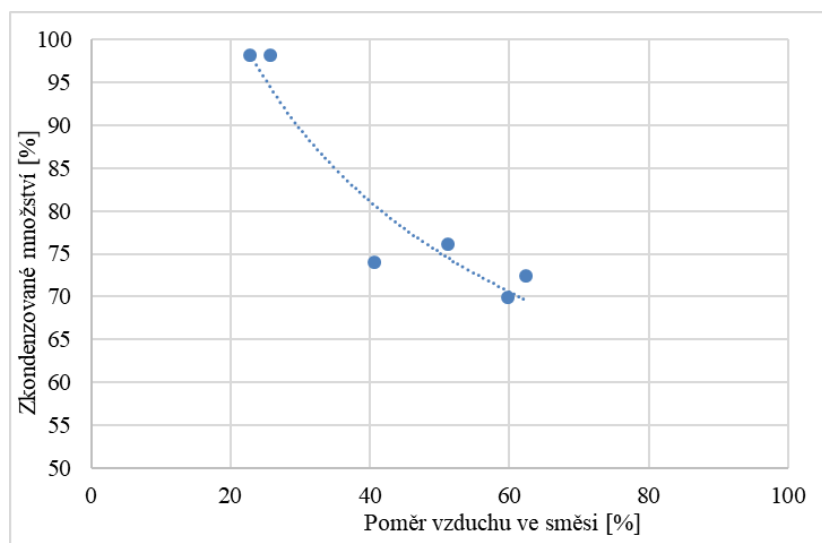
V Tab. 15 lze vidět naměřené teploty ve vnitřní trubce na výstupu z kondenzátoru pro měření čisté páry na vyvíječi a pro měření páry se vzduchem. Jelikož u žádného z těchto měření nezkondenzovala všechna vodní pára, probíhala kondenzace i na výstupu z kondenzátoru. To znamená, že naměřené teploty jsou kondenzační teploty vodní páry ve směsi. Z toho lze potvrdit, že se změnou poměru vzduchu ve směsi se mění kondenzační teplota vodní páry. Pro měření čisté páry je kondenzační teplota na vstupu i výstupu stejná. Při měření kondenzace vodní páry se vzduchem se kondenzační teplota podél délky kondenzátoru mění a konkrétní hodnota závisí na lokální koncentraci vodní páry, a tedy na jejím parciálním tlaku.

Tab. 15 – Saturační teplota směsi na výstupu z kondenzátoru

			Měření čisté páry				Měření páry se vzduchem					
			1	2	3	4	1	2	3	4	5	6
Podíl vzduchu	$y$	[hm. %]	0	0	0	0	23	26	41	51	60	62
Teplota na výstupu z kondenzátoru	$T_{\text{KON}}$	[°C]	99,5	99,2	99,3	99,6	43,6	40,6	74,6	66,5	64,6	61,3

### 10.1.3 Závislost zkondenzovaného poměru na poměru vzduchu ve směsi

Na Obr. 10.44 je možné vidět vliv poměrného množství vzduchu ve směsi na zkondenzovaný poměr páry. Hranice, při které dochází ke zkondenzování veškeré vygenerované páry, se pro použitou konfiguraci a průtok chladicí vody a směsi pohybuje okolo 20 hm. %. To znamená, že pokud je ve směsi méně než 20 hm. % podílu vzduchu, pára v navrženém kondenzátoru zkondenzuje téměř všechna a směs na výstupu z kondenzátoru se vlastnostmi blíží vlhkému vzduchu. Na druhou stranu i když je směs tvořena 60 hm. % vzduchu, zkondenzuje pořád poměrně velké množství páry.



Obr. 10.44 – Vliv poměrného množství vzduchu na zkondenzovaný poměr páry



## 10.2 Výsledky z teoretického modelu

Postup teoretického výpočtu je popsán v kapitole 5.2. Výpočet je založen na postupech a příkladech popsáných v [32]. Teoretický model je použit pro výpočet kondenzace vodní páry se vzduchem pro šest různých vstupních parametrů. Model pracuje se stejným typem a geometrií kondenzátoru jako byl použit pro experimentální měření. Z experimentálního měření jsou do teoretického modelu vzaty některé naměřené vstupní hodnoty:

- Vstupní teplota chladicí vody  $T_{K1}$
- Vstupní teplota směsi vzduchu a páry  $T_{G1}$
- Průtok chladicí vody  $\dot{M}_K$
- Vstupní průtok páry na vstupu  $\dot{M}_{p1}$
- Vstupní průtok vzduchu na vstupu  $\dot{M}_{a1}$
- Vstupní tlak vzduchu na vstupu  $p_{a1}$
- Součinitel přestupu tepla chladicí vody  $a_K$

Tyto vstupní hodnoty jsou uvažovány proto, aby se výsledky z naměřených hodnot a z teoretického modelu daly porovnat. Kondenzátor je v teoretickém modelu rozdělen na 15 částí po 100 mm a v každé části jsou vypočteny lokální hodnoty kondenzace. Jelikož je výpočet proveden v programu Excel, je obtížné z důvodu iteračních výpočtů provést rozdělení na vyšší počet úseků.

V Tab. 16 je možné vidět přehled nejdůležitějších výsledků z teoretického modelu pro šest různých vstupních parametrů. Výsledky jsou stanoveny jako průměrné hodnoty z lokálních vypočtených hodnot.

Tab. 16 – Výsledky z teoretického modelu

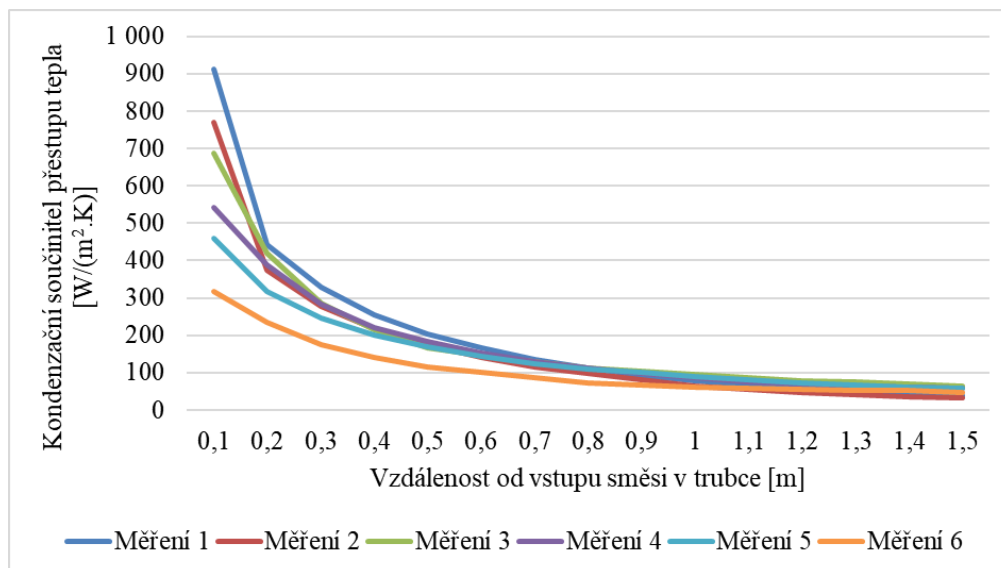
			Měření					
			1	2	3	4	5	6
Chladicí výkon kondenzátoru	Q	[kW]	1,5	1,3	1,3	1,1	1	0,7
Celkový souč. prostupu tepla	k	[W/(m <sup>2</sup> .K)]	199	171	182	169	154	109
Zkondenzované množství	M <sub>KON</sub>	[%]	97,2	97	82,5	74,4	71,8	70,5

Součinitel prostupu tepla pro měření 3 je větší než pro měření 2 z důvodu větších průtoků směsi. Větší průtoky směsi vzduchu a páry mají za následek, že dochází k tvorbě turbulencím ve směsi, zlepšuje se promíchání páry a vzduchu a přestup tepla.

Na následujících grafech jsou znázorněny hlavní parametry kondenzace, které se podél délky kondenzátoru mění. Průběhy v grafech jsou stanoveny pro všech šest provedených výpočtů kondenzace vodní páry se vzduchem.

### 10.2.1 Kondenzační součinitel přestupu tepla

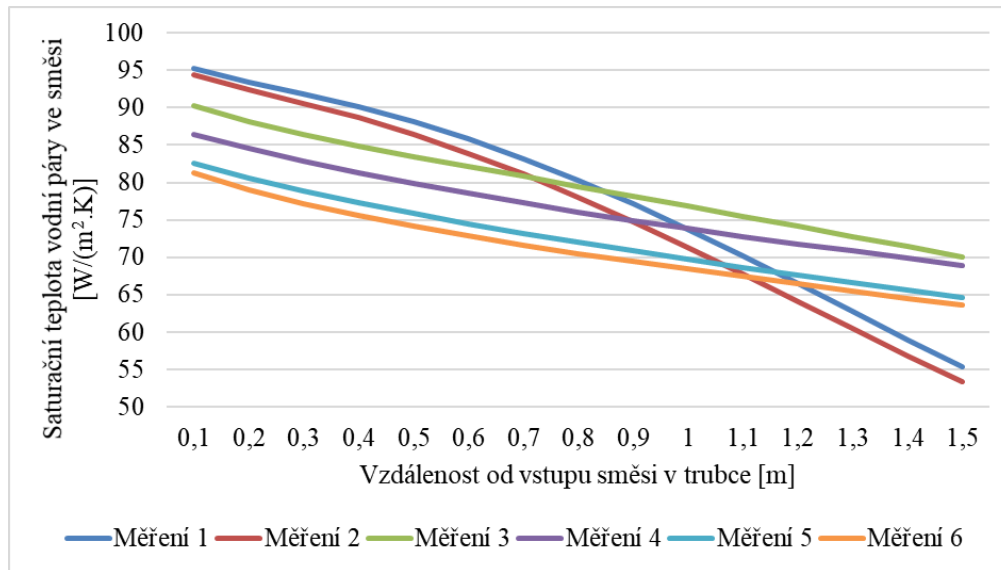
Na Obr. 10.45 je možné vidět průběh celkového součinitele přestupu tepla podél délky kondenzátoru. Pro všechny měření platí, že součinitel přestupu tepla je nejvyšší na vstupu směsi do kondenzátoru a nejnižší na výstupu směsi. Je to z toho důvodu, že během kondenzace vodní páry v kondenzátoru roste koncentrace vzduchu ve směsi a snižuje se tak intenzita kondenzace. Vyšší koncentrace vzduchu brání páře, aby se dostala na rozhraní s filmem kondenzátu a zkondenzovala. Největší pokles je na začátku kondenzátoru, kde je intenzita kondenzace nejvyšší a koncentrace vzduchu nejmenší. Postupně s rostoucí vzdáleností od vstupu klesá součinitel přestupu tepla a po nějaké době se pomalu ustaluje.



Obr. 10.45 – Průběh hodnot celkového součinitele přestupu tepla podél délky kondenzátoru

### 10.2.2 Saturační teplota vodní páry

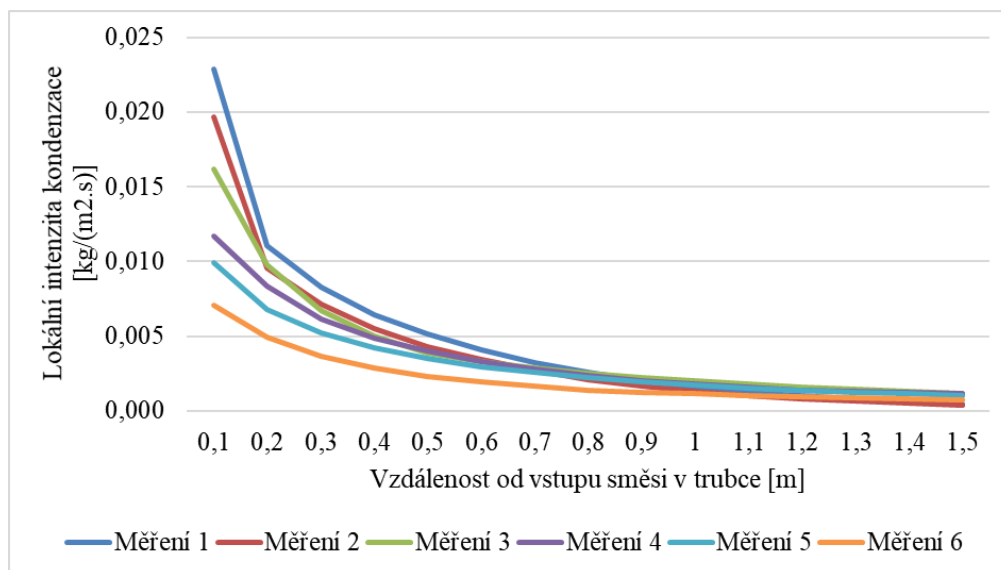
Na Obr. 10.46 je možné vidět průběh saturační teploty vodní páry ve směsi se vzduchem. Saturační teplota podél délky kondenzátoru klesá, jelikož se postupně snižuje koncentrace vodní páry ve směsi. Strmější pokles pro měření 1 a 2 je dán menším obsahem vzduchu ve směsi a tím větší intenzitě kondenzace. S tím pak souvisí i strmější pokles parciálního tlaku páry ve směsi a tím kondenzační teploty.



Obr. 10.46 – Průběh hodnot saturační teploty směsi podél délky kondenzátoru

### 10.2.3 Intenzita kondenzace

Na Obr. 10.47 lze vidět lokální intenzitu kondenzace vodní páry podél délky kondenzátoru. Z grafu je patrné, že čím větší je koncentrace vodní páry ve směsi, tím je intenzita kondenzace vyšší. To souvisí s tím, že při vyšších koncentracích je pára schopna se dostat na rozhraní s chladnou stěnou potažmo povrchem kondenzačního filmu, odevzdat mu teplo a zkondenzovat. Kondenzaci a transportu páry k rozhraní s filmem kondenzátu bez přítomnosti inertních plynů nic nebrání a vlivem podtlaku, který vzniká při přeměně parní fáze na kapalnou, se dostává další pára k chladnému rozhraní. Pokud je ve směsi přítomen inertní plyn, dostává se na rozhraní i inertní plyn, brání kondenzaci další páry a snižuje tak přenos tepla.



Obr. 10.47 – Průběh lokálního kondenzačního toku podél délky kondenzátoru

## 10.3 Porovnání výsledků z měření a z teoretického modelu

V této kapitole jsou výsledky experimentálního měření kondenzace vodní páry se vzduchem porovnány s teoretickými výsledky z vypracovaného modelu. Vstupní hodnoty do modelu zmíněné v předchozí kapitole jsou stejné jako naměřené při experimentálních měření. Nejspolehlivější porovnání výsledku lze vidět z hlediska předaného tepla chladicí straně, a tedy výkonu kondenzátoru. Dále jsou výsledky porovnány z hlediska kondenzačního součinitele přestupu tepla a zkondenzovaného množství páry.

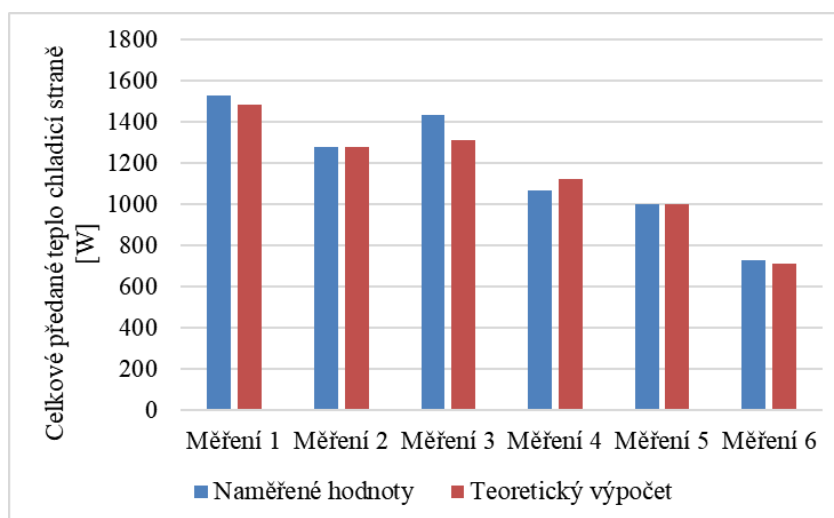
### 10.3.1 Výkon kondenzátoru

Porovnání naměřených a vypočítaných hodnot výstupní teploty chladicí vody je zobrazeno v Tab. 17. Vstupní teplota chladicí vody je pro měření a model u každého měření stejná. Kromě měření 5 vychází pro všechny měření teoreticky stanovené hodnoty menší než skutečně naměřené. Výsledky z experimentálního měření jsou ve shodě s teoretickým výpočtem, což ukazují i relativně nízké rozdíly ve výsledcích.

Tab. 17 – Porovnání naměřené a vypočítané výstupní teploty chladicí vody

Teplota		Měření					
		1	2	3	4	5	6
Chladicí voda vstup	[°C]	14,8	14,8	14,7	15,0	14,6	16,0
Chladicí voda výstup - měření	[°C]	32,0	29,2	30,8	25,8	30,4	22,2
Chladicí voda výstup - model	[°C]	31,3	29	29,1	25,6	30,9	21,9
<b>Rozdíl modelu</b>	<b>[%]</b>	<b>-3,9</b>	<b>-1,4</b>	<b>-10,8</b>	<b>-1,8</b>	<b>3,2</b>	<b>-4,9</b>

Na Obr. 10.48 je zobrazeno celkové předané teplo chladicí straně při kondenzaci vodní páry se vzduchem pro jednotlivá měření. Toto teplo vyplývá z ohřátí a průtoku chladicí vody kondenzátorem.

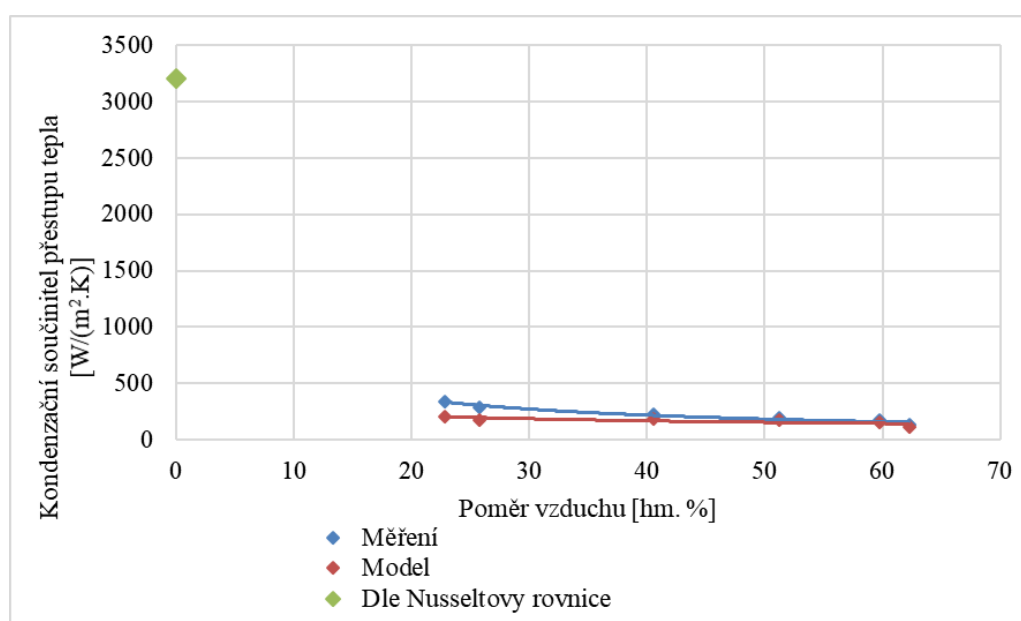


Obr. 10.48 – Porovnání celkového předaného tepla chladicí straně

### 10.3.2 Kondenzační součinitel přestupu tepla

Na Obr. 10.49 je zobrazeno porovnání hodnot kondenzačního součinitele přestupu tepla. Jsou zde zobrazeny hodnoty vypočtené dle Nusseltovy teorie pro čistou páru (zeleně) a dále hodnoty stanovené z měření (modře) a z teoretického modelu (červeně) pro parovzdušnou směs.

Kondenzační součinitel přestupu tepla vypočtený dle Nusseltovy teorie nezahrnující vliv vzduchu vychází mnohem vyšší, než jaký byl naměřen z experimentů a vypočten z teoretického modelu. Přítomnost vzduchu při kondenzaci vodní páry má tedy výrazný vliv na přestup tepla, což je prokázáno shodou teoreticky stanovených hodnot s experimentálním měřením. Procentuální snížení součinitele přestupu tepla v modelu a přiměření oproti Nusseltově teorii lze vidět v Tab. 18.



Obr. 10.49 – Porovnání celkového součinitele přestupu tepla

Tab. 18 – Porovnání výsledků kondenzačního součinitele přestupu tepla

		Měření					
		1	2	3	4	5	6
Podíl vzduchu	[hm. %]	23	26	41	51	60	62
Dle Nusseltovy rovnice	[W/(m².K)]	3201	3166	3185	3160	3122	3081
Měření	[W/(m².K)]	342	292	227	193	176	137
<b>Snížení na</b>	<b>[%]</b>	<b>10,7</b>	<b>9,2</b>	<b>7,1</b>	<b>6,1</b>	<b>5,6</b>	<b>4,4</b>
Model	[W/(m².K)]	210	179	192	177	160	113
<b>Snížení na</b>	<b>[%]</b>	<b>6,6</b>	<b>5,7</b>	<b>6,0</b>	<b>5,6</b>	<b>5,1</b>	<b>3,7</b>

### 10.3.3 Zkondenzované množství páry

V Tab. 19 lze vidět porovnání zkondenzovaného množství vodní páry z naměřených hodnot a z teoretické modelu. Největší rozdíl mezi naměřenými a vypočtenými hodnotami z teoretického modelu je u měření 3. Celkově ale teoretický výpočet vykazuje poměrně dobrou shodu s naměřenými experimentálními hodnotami.

Tab. 19 – Porovnání zkondenzovaného množství

		Měření					
		1	2	3	4	5	6
Zkondenzovaný poměr - měření	[hm. %]	98,2	98,2	74	76,1	69,9	72,4
Zkondenzovaný poměr - model	[hm. %]	97,2	97,0	82,5	74,3	71,8	70,5
<b>Rozdíl modelu</b>	<b>[hm. %]</b>	<b>-1,0</b>	<b>-1,2</b>	<b>8,5</b>	<b>-1,8</b>	<b>1,9</b>	<b>-1,9</b>

### 10.3.4 Komentář k rozdílným výsledkům

Výsledky z experimentálních měření a z teoretického modelu se dobře shodují a nejsou zjištěny žádné velké rozdíly mezi hodnotami. Malé rozdíly mezi naměřenými hodnotami a teoreticky vypočítanými mohou být dány několika důvody. Vzhledem ke složitosti výpočtu kondenzace vodní páry s nekondenzujícími plyny je teoretický model vypočten iteračním způsobem. Iterační výpočet je proveden v patnácti bodech po 100 mm podél celé délky kondenzátoru. Přesnější hodnoty by bylo možné získat rozdělením kondenzátoru na více menších částí. Pokud by délka rozdělení kondenzátoru byla velmi malá, bylo by možné vypočítat parametry kondenzace v každém bodě kondenzátoru.

Další důvod odlišnosti výsledků může pramenit ze stanoveného typu proudění jednotlivých pracovních látek. Jak bylo například zmíněno v kapitole 5.1.1, typ proudění je teoreticky rozdělen podle hodnot kritického Reynoldsova čísla. Teoreticky stanovené intervaly ovšem nemusí přesně odpovídat skutečnému proudění látky. Proto předpoklad, že je proudění dokonale laminární nebo turbulentní v daném intervalu Reynoldsových čísel, nemusí být správný. Jednou z dalších možností je zanedbání některých dalších parametrů při výpočtu. Výpočet neuvažuje tlakové ztráty pracovních látek, nedokonalost promíchání vodní páry se vzduchem nebo nepřesnosti výroby kondenzátoru.

Teoretický popis kondenzace vodní páry s nekondenzujícími plyny je poměrně složitou záležitostí, jelikož samotný proces kondenzace je ovlivněn řadou jevů. Výpočty kondenzace a proudění jsou obecně založeny na předchozích poznatcích a experimentálních měření. Obvykle se teoretické hodnoty výpočtu kondenzace oproti naměřeným hodnotám liší a přesné stanovení je velmi obtížný úkol.

# 11 Závěr

Řešení problematiky kondenzace vodní páry v přítomnosti inertních plynů je žádoucí z důvodu široké oblasti výskytu tohoto jevu. Pochopení a znalost vlivů vyskytujících se při kondenzaci má přímý dopad na návrh zařízení, které zaujímají důležitou součást v mnoha technologických procesech. Obzvláště zkoumání vlivu vysokých koncentrací inertních plynů na kondenzaci, které zatím nemá tak velkou pozornost, může umožnit zefektivnění návrhu zařízení a snížení nákladů na jejich stavbu a provoz.

Práce byla zaměřena na zhodnocení vlivu vzduchu na kondenzaci vodní páry ve vertikálním trubkovém kondenzátoru. V teoretické části této práce byly popsány základní poznatky kondenzace vodní páry a byly popsány jednotlivé druhy kondenzátorů. Dále byla popsána Nusseltova teorie filmové kondenzace, která tvoří základ teorie kondenzace vodní páry ve formě kapalného filmu. Rovněž byly popsány jevy, které se vyskytují během kondenzace vodní páry. Z rešerše literatury vyplývá, že nejvýznamnější vliv má přítomnost inertních plynů, která výrazně snižuje přenos tepla při kondenzaci.

Součástí práce bylo vytvoření teoretického modelu výpočtu kondenzace vodní páry v přítomnosti vzduchu. V modelu jsou zahrnuty všechny popsané faktory, které mohou mít vliv na kondenzaci, ale nejsou zahrnuty v Nusseltově teorii. Výsledky z modelu ukazují, že kondenzační součinitel přestupu tepla pro parovzdušnou směs je snížen o 93,4 % - 96,3 % oproti hodnotám z Nusseltova vztahu počítaného pro čistou páru. Z teoretického modelu vychází, že kromě přítomnosti inertního plynu mají všechny faktory při dané konfiguraci velmi nízký vliv na kondenzaci páry, a tak je snížení dáno zejména přítomností vzduchu ve směsi. Dále bylo z teoretického modelu bylo zjištěno, jak dochází ke změně jednotlivých parametrů podél délky kondenzátoru. K výraznému poklesu součinitele přestupu tepla na kondenzační straně dochází zejména na začátku kondenzátoru a při nižších vstupních koncentracích inertního plynu. Rozdíl v přestupu tepla na začátku a na konci kondenzátoru může být i dvacetinásobný.

V experimentální části byl navržen protiproudý kondenzátor typu trubka v trubce a sestavena experimentální trať. Nejprve bylo provedeno experimentální měření kondenzace čisté vodní páry, ze kterého byl zjištěn součinitel přestupu tepla na chladicí straně. Ten byl použit pro experimentální měření kondenzace vodní páry se vzduchem. Z nich bylo vypočítáno, že při zvyšování poměru vzduchu ve směsi došlo ke snížení výkonu kondenzátoru z 1,5 kW při koncentraci vzduchu 23 hm. % až na 0,7 kW při koncentraci 62 hm. %. Došlo také ke snížení kondenzačního součinitele přestupu tepla o 89,3 % až 95,6 % oproti hodnotám z Nusseltova

vztahu počítaného pro čistou páru. Dále se snížilo zkondenzované množství páry ze 98,2 % při koncentraci vzduchu 23 hm. % na 72,4 % při koncentraci vzduchu 62 hm. %. Je důležité podotknout, že se hodnoty z experimentálního měření dobře shodují s výsledky z teoretického modelu a jsou také v souladu s informacemi z rešerše literatury.

V rámci pokračování na této práci je doporučeno několik poznatků, které by mohly rozšířit použitelnost výsledků do praxe a mohly by umožnit podrobnější pochopení dané problematiky.

1. Experimenty provedené na navržené trati jsou vyhodnoceny bilančním způsobem. Pro podrobnější popis kondenzace a ověření teoretického výpočtu by bylo vhodné například měřit teploty látek podél délky kondenzátoru nebo měřit teploty teplosměnné plochy uvnitř kondenzátoru.
2. Vyzkoušení jiných konstrukčních řešení kondenzátorů by mohlo umožnit vyhodnotit vliv typu a konstrukce výměníku na kondenzaci a navrhnout optimální řešení.
3. Předehřev vzduchu by mohl umožnit jiné způsoby míšení vzduchu a páry a možnost vyzkoušet vliv různých typů víření směsi na kondenzaci.
4. Další měření by mohla probíhat i s jinými inertními plyny jako například  $\text{CO}_2$  nebo  $\text{O}_2$ .



# Seznam použité literatury

- [1] LI, Jun-De, Mohammad SARAIH a Graham THORPE. Condensation of vapor in the presence of non-condensable gas in condensers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2011, **54**(17–18), 4078–4089 [vid. 2019-04-29]. ISSN 00179310. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931011002109>
- [2] GE, Minghui, Shixue WANG, Jun ZHAO, Yulong ZHAO a Liansheng LIU. Effects of extended surface and surface gold plating on condensation characteristics of steam with large amount of CO<sub>2</sub>. *Experimental Thermal and Fluid Science* [online]. 2018, **92**, 13–19 [vid. 2019-05-13]. ISSN 08941777. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0894177717302583>
- [3] BAEHR, H. D. a K. STEPHAN. *Heat and mass-transfer*. 2nd rev. ed. Berlin ; New York: Springer, 2006. ISBN 978-3-540-29526-6.
- [4] HUANG, Jian, Junxia ZHANG a Li WANG. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2015, **89**, 469–484 [vid. 2018-12-10]. ISSN 13594311. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431115005943>
- [5] GE, Minghui, Shixue WANG, Jun ZHAO, Yulong ZHAO a Liansheng LIU. Condensation of steam with high CO<sub>2</sub> concentration on a vertical plate. *Experimental Thermal and Fluid Science* [online]. 2016, **75**, 147–155 [vid. 2019-01-23]. ISSN 08941777. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S089417771630022X>
- [6] CHANTANA, Chanamon a S. KUMAR. Experimental and theoretical investigation of air-steam condensation in a vertical tube at low inlet steam fractions. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2013, **54**(2), 399–412 [vid. 2019-04-20]. ISSN 13594311. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1359431113001294>
- [7] MINKOWYCZ, W.J. a E.M. SPARROW. Condensation heat transfer in the presence of noncondensables, interfacial resistance, superheating, variable properties, and diffusion. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 1966, **9**(10), 1125–1144 [vid. 2019-05-12]. ISSN 00179310. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0017931066900354>
- [8] HEWITT, G. F., G. L. SHIRES a T. R. BOTT. *Process heat transfer*. Boca Raton: CRC Press : Begell House, 1994. ISBN 978-0-8493-9918-3.
- [9] ROHSENOW, Warren M., J. P. HARTNETT a Young I. CHO, ed. *Handbook of heat transfer*. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1998. McGraw-Hill handbooks. ISBN 978-0-07-053555-8.
- [10] FAGHRI, Amir a Yuwen ZHANG. *Transport phenomena in multiphase systems*. Burlington, Mass: Elsevier Academic Press, 2006. ISBN 978-0-12-370610-2.
- [11] CAO, Eduardo. *Heat transfer in process engineering: calculations and equipment design*. New York: McGraw-Hill, 2009. ISBN 978-0-07-173812-5.
- [12] KOLAT, Pavel. *Přenos tepla a hmoty*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Strojní fakulta, 2001. ISBN 978-80-248-0003-5.
- [13] KERN, Donald Quentin. *Process heat transfer*. Auckland; Paris (etc.): Mac Graw Hill, 1983. ISBN 978-0-07-085353-9.
- [14] ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. Praha: ČVUT, 1993. ISBN 978-80-01-00957-4.
- [15] THETHWAYO, B. M. a R. D. CROMARTY. Wettability of graphite by synthetic and industrial PGM-furnace matte. *Cerâmica* [online]. 2015, **61**(358), 219–223 [vid. 2019-02-11]. ISSN 0366-

6913. Dostupné z: [http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0366-69132015000200219&lng=en&tlng=en](http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0366-69132015000200219&lng=en&tlng=en)
- [16] APRIYANTI, Vivi, Willy ADRIANSYAH, ABDURRACHIM a Ari Darmawan PASEK. A review of direct contact condensation of steam on water droplets. In: *INTERNATIONAL CONFERENCE ON THERMAL SCIENCE AND TECHNOLOGY (ICTST) 2017* [online]. 2018, s. 020035 [vid. 2019-01-02]. Dostupné z: <http://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.5046619>
- [17] KAKAÇ, S a A PRAMUANJAROENKIJ. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design* [online]. Boca Raton, FL: CRC Press, 2012 [vid. 2018-12-31]. ISBN 978-1-4398-4991-0. Dostupné z: <http://www.crcnetbase.com/isbn/9781439849910>
- [18] BROGAN, R.J. *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering: AtoZ*. B.m.: Begellhouse, 2006.
- [19] HONDA, HIROSHI. *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering: AtoZ*. B.m.: Begellhouse, 2006.
- [20] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. Second edition. Boca Raton: CRC Press, 2013. Mechanical engineering. ISBN 978-1-4398-4212-6.
- [21] MCNAUGHT, J. M. *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering: AtoZ. Thermopedia* [online]. 2006. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/654/>
- [22] HEWITT, GEOFFREY F. *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering: AtoZ* [online]. 2006. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/24/>
- [23] R.W. SERTH. *Process Heat Transfer Principles and Applications* [online]. B.m.: Elsevier, 2007 [vid. 2019-01-03]. ISBN 978-0-12-373588-1. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780123735881500243>
- [24] CARUSO, Gianfranco a Damiano VITALE DI MAIO. Heat and mass transfer analogy applied to condensation in the presence of noncondensable gases inside inclined tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2014, **68**, 401–414 [vid. 2019-04-19]. ISSN 00179310. Dostupné z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931013008235>
- [25] ADAMS, Deborah M. B, J DAVISON a IEA GREENHOUSE GAS R & D PROGRAMME. *Capturing CO<sub>2</sub>*. Cheltenham, Eng.? IEA Greenhouse Gas R & D Programme. ISBN 978-1-898373-41-4.
- [26] JOHN MARION, ANDREAS BACK, RITA ISON, FRANK KLUGER, a ARMAND LEVASSEUR, THIERRY POURCHOT, OLAF STALLMAN. Overview of Alstom's Efforts to Commercialize Oxy-Combustion for Steam Power Plants. In: *5Th Meeting of the IEAGHG International Oxyfuel Combustion Research Network*. Wuhan, China. 27. říjen 2015.
- [27] CHAREF, Adil, M'barek FEDDAOUI, Abderrahman Nait ALLA a Monssif NAJIM. Computational Study of Liquid Film Condensation with the Presence of Non-Condensable Gas in a Vertical Tube. In: Murat EYVAZ a Ebubekir YÜKSEL, ed. *Desalination and Water Treatment* [online]. B.m.: InTech, 2018 [vid. 2019-04-19]. ISBN 978-1-78923-758-0. Dostupné z: <http://www.intechopen.com/books/desalination-and-water-treatment/computational-study-of-liquid-film-condensation-with-the-presence-of-non-condensable-gas-in-a-vertic>
- [28] *Encyclopedia of Life Support Systems (Eolss): v.1: Desalination and Water Resources (Desware): Common Fundamentals and Unit Operations in Thermal Desalination Systems*. Oxford: EOLSS Publishers Co Ltd., 2010. ISBN 978-1-84826-871-5.
- [29] THE KSB GROUP. *Seawater desalination system* [online]. Dostupné z: <https://www.ksb.com/centrifugal-pump-lexicon/seawater-desalination-system/191728/>

- [30] EDWARD LEVY, HARUN BILIRGEN AND JOHN DUPONT. *Recovery of water from boiler flue gas using condensing heat exchangers*. červen 2011
- [31] SAZIMA, Miroslav. *Sdílení tepla*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1993. ISBN 978-80-03-00675-5.
- [32] VDI E. V., ed. *VDI Heat Atlas* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010 [vid. 2018-12-10]. ISBN 978-3-540-77876-9. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/978-3-540-77877-6>
- [33] HAVLÍK, Jan a Tomáš DLOUHÝ. Effect of flow velocity on the process of air-steam condensation in a vertical tube condenser. *EPJ Web of Conferences* [online]. 2018, **180**, 02033 [vid. 2018-12-10]. ISSN 2100-014X. Dostupné z: <https://www.epj-conferences.org/10.1051/epjconf/201818002033>
- [34] NIKITIN, Nikolay, Hengliang WANG a Sergei CHERNYSHENKO. Turbulent flow and heat transfer in eccentric annulus. *Journal of Fluid Mechanics* [online]. 2009, **638**, 95 [vid. 2019-05-29]. ISSN 0022-1120, 1469-7645. Dostupné z: [http://www.journals.cambridge.org/abstract\\_S002211200900812X](http://www.journals.cambridge.org/abstract_S002211200900812X)
- [35] S. KAKAÇ, Y. YENER, W. SUN a T. OKUTUCU. Single-phase convective heat transfer in microchannels A State-of-Art-Review. In: *14th INTERNATIONAL CONFERENCE ON THERMAL ENGINEERING AND THERMOGRAMMETRY (THERMO)* [online]. Budapest, HUNGARY. 22. červen 2005. Dostupné z: [http://courses.me.metu.edu.tr/courses/me505/505\\_May20-2014\\_Presentation.pdf](http://courses.me.metu.edu.tr/courses/me505/505_May20-2014_Presentation.pdf)

## Seznam obrázků

Obr. 2.1 – a) Smáčivý povrch b) Nesmáčivý povrch [15] .....	14
Obr. 2.2 – Filmová kondenzace [3].....	15
Obr. 2.3 – Kapková kondenzace [3].....	15
Obr. 2.4 – Kondenzace formou tvorby kapek uvnitř páry [3].....	15
Obr. 2.5 – Kondenzace nemísitelných kapalin [3] .....	15
Obr. 2.6 – Příklad kondenzace přímým kontaktem [8] .....	15
Obr. 3.7 – Rozdělení kondenzátorů [9].....	16
Obr. 3.8 – Sprchový kondenzátor [17].....	17
Obr. 3.9 – Rozprašovací kondenzátor [8] .....	18
Obr. 3.10 – Filmový kondenzátor [17].....	18
Obr. 3.11 – Spirálový deskový kondenzátor [17] .....	19
Obr. 3.12 – Vzduchem chlazený kondenzátor s žebry [17] .....	20
Obr. 3.13 – Horizontální trubkový kondenzátor s tokem páry vně trubek [17].....	21
Obr. 3.14 – Horizontální trubkový kondenzátor s tokem páry uvnitř trubek [17] .....	22
Obr. 3.15 – Vertikální trubkový kondenzátor s tokem páry směrem dolů [17] .....	22
Obr. 3.16 – Kondenzátor typu biflux [17].....	23
Obr. 3.17 – Schéma technologie spalování v kyslíkové atmosféře [26] .....	25
Obr. 3.18 – Schéma odsolovacího zařízení [29] .....	25

Obr. 4.19 - Laminární filmová kondenzace na vertikálně ploše [9].....	28
Obr. 5.20 – Režimy proudění filmu na vertikální ploše [10] .....	32
Obr. 5.21 – Závislost $Nu$ pro filmovou kondenzaci podél vertikální trubky na $Re$ a $Pr$ [32] .....	33
Obr. 5.22 – Teplotní profil kondenzace přehřáté páry s podchlazením kondenzátu (vlastní zpracování) .....	35
Obr. 5.23 – Teplotní a rychlostní profily filmu při laminárním proudění filmu a) bez smykových sil b) se smykovými silami [32].....	37
Obr. 5.24 – Závislost koeficientu $K_W$ na rovnici (5.34) pro 1 – protisměrné proudění a 2 – stejnosměrné proudění páry a filmu [31].....	38
Obr. 5.25 – Teplotní profil při kondenzaci páry a molární koncentrace paroplynné směsi před filmem kondenzátu [32].....	40
Obr. 5.26 – Průběhy teplot a parciálních tlaků páry a plynu v difúzní mezní vrstvě paroplynné směsi na povrchu vrstvy kondenzátu (vlastní zpracování dle [31]).....	41
Obr. 5.27 – Rozdíly teplot pro lineární a nelineární teplotní průběhy tepla pro a) nízké koncentrace nekondenzujících plynů b) vysoké koncentrace nekondenzujících plynů [11].....	42
Obr. 5.28 – Molární bilance části vertikálního kondenzátoru (vlastní zpracování dle [32]).....	43
Obr. 5.29 – Segment kondenzátoru (vlastní zpracování) .....	45
Obr. 5.30 – Odpor při přestupu tepla a hmoty z kondenzující směsi přes film kondenzátu, stěnu až k chladicí straně [32] .....	46
Obr. 5.31 – Krokový diagram postupu výpočtu.....	49
Obr. 6.32 – Průběh experimentální části práce .....	50
Obr. 6.33 – Vliv průtoku chladicí vody na součinitel přestupu tepla chladicí strany a ohřátí chladicí vody.....	54
Obr. 6.34 – Model a fotografie kondenzátoru s konstrukcí .....	57
Obr. 7.35 – Schéma experimentální trati .....	58
Obr. 7.36 – Fotografie experimentální trati.....	59
Obr. 8.37 – Postup výpočtu teploty stěny při stanovení $\alpha_G$ .....	62
Obr. 8.38 – Skutečné a teoretické hodnoty součinitele přestupu tepla chladicí strany .....	63
Obr. 8.39 – Teplotní profil vnějšího pláště kondenzátoru pro měření 2 – a) Čelní pohled b) Pohled zprava c) Zadní pohled d) Přibližné rozložení teplot.....	64
Obr. 8.40 – Vliv posuvu trubky na rozdělení ploch mezikruží .....	65
Obr. 9.41 – Schématický postup vyhodnocení experimentů.....	68
Obr. 9.42 – Závislost kondenzačního součinitele přestupu tepla na součiniteli přestupu tepla chladicí strany .....	69
Obr. 10.43 – Porovnání kondenzační alfy dle Nusseltovy rovnice a dle měření .....	71
Obr. 10.44 – Vliv poměrného množství vzduchu na z kondenzovaný poměr páry .....	72

Obr. 10.45 – Průběh hodnot celkového součinitele přestupu tepla podél délky kondenzátoru...	74
Obr. 10.46 – Průběh hodnot saturační teploty směsi podél délky kondenzátoru .....	75
Obr. 10.47 – Průběh lokálního kondenzačního toku podél délky kondenzátoru.....	75
Obr. 10.48 – Porovnání celkového předaného tepla chladicí straně .....	76
Obr. 10.49 – Porovnání celkového součinitele přestupu tepla.....	77

## Seznam tabulek

Tab. 1 – Přehled vlivů nezahrnutých v Nusseltově teorii [3, 31, 33].....	44
Tab. 2 – Zadané parametry.....	50
Tab. 3 – Předpokládané vstupní parametry.....	51
Tab. 4 – Dimenze vybraného konstrukčního řešení kondenzátoru .....	52
Tab. 5 – Příklad některých návrhových variant .....	53
Tab. 6 – Tlakové ztráty pracovních médií .....	56
Tab. 7 – Soupis měření .....	60
Tab. 8 – Naměřené hodnoty kondenzace vodní páry .....	61
Tab. 9 – Parametry kondenzátoru pro jednotlivá měření .....	62
Tab. 10 – Výsledky stanovení součinitele přestupu tepla chladicí strany a kondenzační strany	63
Tab. 11 – Naměřené hodnoty kondenzace vodní páry se vzduchem .....	67
Tab. 12 – Vypočítané a použité hodnoty součinitele přestupu tepla chladicí strany .....	68
Tab. 13 – Výsledky experimentálních měření .....	70
Tab. 14 – Kondenzační součinitel přestupu tepla dle měření a dle Nusseltovy teorie.....	71
Tab. 15 – Saturační teplota směsi na výstupu z kondenzátoru.....	72
Tab. 16 – Výsledky z teoretického modelu.....	73
Tab. 17 – Porovnání naměřené a vypočítané výstupní teploty chladicí vody.....	76
Tab. 18 – Porovnání výsledků kondenzačního součinitele přestupu tepla.....	77
Tab. 19 – Porovnání zkondenzovaného množství.....	78

## Seznam příloh

- Příloha 1 – Typické hodnoty součinitele přestupu tepla
- Příloha 2 – Sestava kondenzátoru
- Příloha 3 – Sestava ALUTEC konstrukce