



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PŘESTUP TEPLA PŘI KONDENZACI PAROVZDUŠNÉ
SMĚSI PROUDÍCÍ VE VERTIKÁLNÍ TRUBCE

HEAT TRANSFER DURING CONDENSATION OF STEAM-AIR MIXTURE FLOWING IN
VERTICAL TUBE

TEZE DISERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Filip Toman

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2023

KLÍČOVÁ SLOVA

Kondenzace, přestup tepla, proudění, smykové napětí, vertikální trubka.

KEYWORDS

Condensation, heat transfer, flow, shear stress, vertical tube.

OBSAH

Úvod.....	4
1 Cíle disertační práce.....	5
2 Mechanismus kondenzace čisté vodní páry v přítomnosti nekondenzujících plynů	6
2.1 Jevy ovlivňující kondenzační proces	7
2.1.1. Vliv nekondenzujících plynů.....	7
2.1.2. Vliv hmotnostního toku směsi	7
2.1.3. Vliv tloušťky kapalného filmu	7
2.1.4. Vliv zvlnění filmu.....	8
2.2 Metody výpočtu filmové kondenzace	8
2.2.1 Metoda degračního faktoru.....	8
2.2.2. Metoda vodivosti přenosu hmoty	9
2.2.3. Metoda analogie přenosu tepla a hmoty	9
2.2.4. Metoda difuzní vrstvy.....	10
3 Experimentální zařízení	12
3.1 Experimentální zařízení s výměníkem typu „trubka v trubce“	12
3.2 Měřicí zařízení	13
4 Nastavení a vyhodnocení experimentů	14
4.1 Stanovení hledaných součinitelů přestupu tepla z měřených veličin.	14
4.2 Nastavení experimentálního zařízení a měřených stavů	15
5 Výsledky experimentů	16
5.1 Celkové srovnání.....	16
5.2 Bezrozměrné porovnání	17
6 Modifikace analytických vztahů	19
6.1 Modifikování publikovaných analytických vztahů.....	19
6.2 Regresní analýza s využitím teorie podobnosti.....	20
Závěr.....	22
Použitá literatura.....	23
Abstrakt	25
Životopis autora.....	26

ÚVOD

Kondenzace vodní páry, ať už se jedná o kondenzaci chtěnou, či nechtěnou, je nedílnou součástí energetických procesů. Vzhledem k fyzikální podstatě se jedná o velmi komplexní problém, který bylo možno začít detailněji popisovat až s nástupem výkonné výpočetní techniky. Mechanismus kondenzace vodní páry probíhá v technologických zařízeních zvaných kondenzátory. Intenzifikací kondenzačního procesu v kondenzátoru lze citelně zmenšit jeho velikost, a tím zastavěnou plochu.

V případě kombinace vodní páry s inertním plynem, kdy se nám míchá kondenzující složka se složkou nekondenzující, se problematika fázové přeměny velmi komplikuje a dostáváme se s fyzikální podstatou do oblasti difuze vícesložkových směsí. Z tohoto důvodu není dosud tato oblast zcela pochopena v závislosti na přestupy tepla. Přestup tepla a hmoty při kondenzaci páry v přítomnosti inertních plynů je ovlivněn především složením směsi, jejím hmotnostním tokem a v neposlední řadě také geometrií kondenzační trubky. Výzkumy ukazují také na závislost přestupu tepla na tlaku. V posledních letech rychlého rozvoje výpočetní techniky se objevují i numerické simulace dějů při kondenzaci, které nám dávají mnohem lepší prostorovou představu o změnách stavových veličin parovzdušné směsi, ovšem tyto numerické modely jsou stále ve fázi vývoje.

V současnosti lze sledovat vzestupný trend ve využívání latentního tepla vodní páry ve spalínách. Z důvodu neustále se zvyšujících požadavků na efektivnost technologických celků a vývoje lepších a levnějších materiálů jsou dnes kondenzátory spalin instalovány i za zdroje energie, u kterých to dříve nebylo možné.

Kondenzace nemusí šetřit pouze energii, ale také, jako v případě kondenzátorů vlhkého vzduchu, pomáhá šetřit vodu, která je v určitých oblastech světa nedostatkovou komoditou. Kondenzátory tohoto typu se začínají uplatňovat především v papírenském a prádelenském průmyslu.

Nové využití kondenzátorů v energetických procesech sebou přináší i nutnost detailního pochopení vlivů různých provozních stavů na výslednou intenzitu kondenzace. Disertační práce se zabývá popisem vlivů provozních stavů a geometrie kondenzační trubky na výsledný přestup tepla a hmoty při kondenzaci vodní páry v přítomnosti vzduchu jako nekondenzujícího plynu. V práci jsou také porovnány dostupné analytické postupy výpočtu a v závěru práce je s ohledem na naměřené výsledky provedena jejich modifikace pomocí regresní analýzy.

1 CÍLE DISERTAČNÍ PRÁCE

V souladu s pojednáním k disertační práci a závěry státní doktorské zkoušky jsou hlavní cíle předkládané disertační práce definovány následovně,

- 1. Provést experimentální identifikace přestupu tepla při kondenzaci parovzdušné směsi ve vertikální trubce při různých parametrech proudění.**
- 2. Porovnání publikovaných vztahů pro přestup tepla při kondenzaci parovzdušné směsi a formulování modifikovaných vztahů na základě získaných dat.**

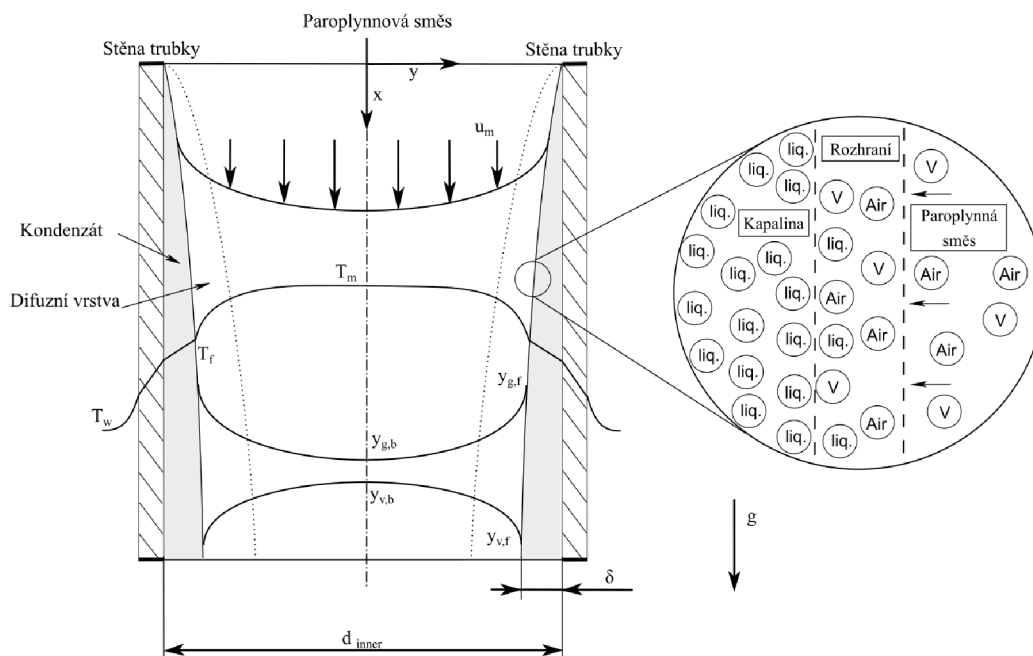
Hlavní cíle práce byly po konzultaci s vedoucím práce rozděleny do následujících podcílů:

- 1. Provést experimentální identifikace přestupu tepla při kondenzaci parovzdušné směsi ve vertikální trubce při různých parametrech proudění.*
 - (a) S využitím experimentálních dat vyhodnotit vliv rychlosti parovzdušné směsi na přestup tepla a hmoty.
 - (b) S využitím experimentálních dat vyhodnotit vliv vzrůstající koncentrace nekondenzujících plynů na přenos tepla a hmoty.
 - (c) Porovnat předchozí závislosti pro souproudé a protiproudé proudění parovzdušné směsi a chladicí vody.
- 2. Porovnání publikovaných vztahů pro přestup tepla při kondenzaci parovzdušné směsi a formulování modifikovaných vztahů na základě získaných dat.*
 - (a) Porovnat publikované vztahy pro přestup tepla při kondenzaci parovzdušné směsi k metodě difuzní vrstvy a dle potřeby formulovat modifikované vztahy na základě získaných dat.

2 MECHANISMUS KONDENZACE ČISTÉ VODNÍ PÁRY V PŘÍTOMNOSTI NEKONDENZUJÍCÍCH PLYNŮ

Kondenzaci lze definovat jako odebrání tepelné energie ze systému za vzniku fázové změny z páry na kapalinu, přičemž odebraná tepelná energie se nazývá latentní teplo [1]. První, kdo si všiml, že i malé množství nekondenzujících plynů ve vodní páře má velký vliv na součinitel přestupu tepla (HTC) při kondenzaci, byl americký profesor chemie Donald Othmer. V roce 1929 publikoval ve své práci [2] výsledky experimentu, při kterém do páry proudící horizontální trubkou připouštěl 0,5 % vzduchu. Experiment ukázal, že součinitel přestupu tepla na straně páry klesl až o 50 %. Obrázek 1 zobrazuje proces kondenzace s průběhem teplot, koncentrací vodní páry a nekondenzujícího plynu a s grafickým znázorněním rozhraní plyn-kapalina, ve kterém dochází k fázově změně z páry na kapalinu při uvolnění latentního tepla. Šířka tohoto rozhraní se pohybuje kolem 1 až 2 průměru molekul. V tomto rozhraní dochází ke skokové změně hustoty a teplotní spád dosahuje hodnot $108 \text{ K}\cdot\text{m}^{-1}$ [3]. Přestože v kondenzačním procesu existuje tepelný spád, díky velmi malé šířce rozhraní, ve kterém kondenzace probíhá, se kondenzační proces obecně považuje za děj izotermický. Vodní pára při změně fáze z plynné na kapalnou mnohonásobně zmenší svůj objem, a tak dochází na rozhraní plyn-kapalina k podtlaku. Pokud jsou ve vodní páře přítomny nekondenzující plyny, hromadí se vlivem nízkého tlaku právě u tohoto rozhraní [3].

V roce 1956 O. Knacke navrhl matematický popis kondenzačního děje na rozhraní plyn-kapalina, který je znám jako kinetická teorie, která je dodnes široce uznávaná. Podle této teorie je kondenzace složena ze dvou opačných jevů, a to z čisté kondenzace a čistého výparu. Teorie říká, že molekuly přechází z páry do kapaliny přes rozhraní plyn-kapalina, kde dojde k přenosu tepla a hmoty. Touto fázovou změnou ovšem rapidně klesá na tomto rozhraní tlak, což má za následek opětovné vypaření části z kapalných molekul. Pokud převažuje kondenzační proces nad procesem výparným, jedná se z vnějšího pohledu o proces kondenzační.



Obr. 1 Grafické znázornění rozhraní plyn-kapalina [4]

2.1 Jevy ovlivňující kondenzační proces

Kondenzace vodní páry je v čase velmi dynamický děj, který v každém okamžiku ovlivňuje množství faktorů. Některé jsou v podstatě zanedbatelné, ale některé hrají velkou roli. Zajímavostí je, že stejně jako se proces kondenzace skládá ze dvou opačných procesů, tak i určité faktory mají na kondenzaci opačné účinky. Jde vždy jen o to, který účinek v daném okamžiku převládá. V následujících podkapitolách jsou uvedeny nejvýznamnější faktory ovlivňující kondenzaci vodní páry.

2.1.1. Vliv nekondenzujících plynů

Nekondenzující plyny už i v malém množství významně ovlivňují intenzitu kondenzace. Vlivem podtlaku na rozhraní plyn-kapalina jsou molekuly nekondenzujícího plynu stejně jako molekuly vodní páry přitahovány k tomuto rozhraní. Protože ale molekuly nekondenzujícího plynu neprochází fázovou změnou, dochází na tomto rozhraní k jejich akumulaci. Tato akumulace znamená zvýšení koncentrace nekondenzujících plynů a snížení koncentrace vodní páry. Výsledkem je potom snížení intenzity kondenzace. Oblast, ve které k tomuto procesu dochází, se nazývá difuzní vrstva [5]. Difuzní vrstvu lze ohraničit z jedné strany filmem kondenzátu a z druhé strany je to pomyslná hranice, na které začne být vodní pára ve směsi v sytém stavu. Z toho vyplývá, že pára dosahuje sytosti na hranici difuzní vrstvy, přes kterou projde v sytém stavu a ke změně fáze dochází až na hranici difuzní vrstva-kondenzátní film.

V difuzní vrstvě klesá vlivem kondenzace v radiálním směru tlak vodní páry, čímž dochází k poklesu teploty rosného bodu. Vlivem kondenzace a ubytku vodní páry v parovzdušné směsi klesá parciální tlak páry také v axiálním směru trubky. To opět vede k poklesu rosného bodu a tím k poklesu teploty parovzdušné směsi, jak je patrné z obrázku [6].

2.1.2. Vliv hmotnostního toku směsi

Hmotnostní tok parovzdušné směsi hraje při kondenzaci nezanedbatelnou roli. Při daném průměru trubky se velikost toku projevuje na rychlosti směsi. Vlivem nenulové rychlosti parovzdušné směsi dochází mezi směsí a kapalným filmem ke tření a vzniká mezifázové smykové napětí. Toto napětí má na kapalnou vrstvu dva dopady. Za prvé, způsobuje narušování stability filmu a tím se povrch filmu začne vlnit a za druhé, vlivem tření dochází k ovlivnění toku filmu a podle konfigurace proudění filmu a směsi (soproudé nebo protiproudé) dochází k zrychlování nebo zpomalování toku filmu. [7]. Zvyšování rychlosti parovzdušné směsi zintenzivňuje prostup tepla vlivem narušování a urychlování vrstvy kapalného filmu a vlivem větších turbulencí ve směsi, a tím i větším přestupem tepla. Rychlost směsi ovlivňuje také kondenzační součinitel přestupu tepla.

2.1.3. Vliv tloušťky kapalného filmu

Kapalnou vrstvu vznikající z kondenzující páry složky parovzdušné směsi tvoří tepelný odpor vůči prostupu tepla. Pro správné určení prostupu tepla přes kondenzátní film je nezbytné znát jeho tloušťku. První, kdo odvodil při laminárním proudění filmu spojení mezi obvodovým průtokem filmu a jeho tloušťkou, byl v roce 1916 W. Nusselt [8]. Pro tloušťku filmu je kromě rychlosti směsi a průtoku filmu kritický i směr proudění dané směsi a filmu. Respektive jestli se jedná o proudění soproudé nebo protiproudé.

Aktershev a Alekseenko vytvořili matematický popis filmu [9], [10] ve kterém výsledky těchto vlivů popisují. V případě soproudého proudění filmu kondenzátu a parovzdušné směsi dochází k nárůstu tloušťky filmu podél kondenzační dráhy, přičemž při zvyšujícím se Reynoldsově čísle filmu tato tloušťka narůstá pomaleji. V případě protiproudého proudění kondenzátního filmu a parovzdušné směsi dochází do určité tloušťky kondenzátu ke změně toku filmu, protože gravitační síla je slabší než síla od smykového napětí. S další kondenzací tloušťka filmu dále narůstá, až na kritickou tloušťku, kdy dojde opět ke změně směru toku filmu a

gravitační síla začne převažovat nad silou od smykového napětí. Hodnota této kritické tloušťky filmu opět narůstá s rostoucím Reynoldsovým číslem filmu.

2.1.4. Vliv zvlnění filmu

Předchozí vztahy zabývající se šířkou filmu předpokládají, že je tato tloušťka na krátkém úseku neměnná a roste pouze vlivem další kondenzace páry. Ve skutečnosti se ale film nechová dokonale protože v jeho jádru dochází turbulencím a jeho povrch se vlní. Toto vlnění filmu je vyvoláno třemi důvody. První je hroucení filmu vlivem gravitačního zrychlení. Toto se děje i v kondenzátním filmu při kondenzaci nehybné páry. Druhým důvodem je pohyb parovzdušné směsi, kdy dochází k narušování stability vlivem smykového napětí a třetím důvodem je samotná kondenzace, kdy dochází k nerovnoměrnému tlakovému namáhání kondenzátního filmu [11], [9]. Výsledkem je potom nerovnoměrný tepelný tok přes kondenzátní vrstvu.

Náchylnost kapalného filmu k nerovnoměrnému toku se obecně popisuje jako stabilita kondenzátního filmu. Kritéria stability závisí především na termodynamických vlastnostech kapaliny a páry, tepelném gradientu, smykovém napětí, intenzitě kondenzace a v neposlední řadě také na geometrii trubky [12]. Smykové napětí vyvolané pohybem parovzdušné směsi má na stabilitu filmu opačné účinky, podle toho, v jaké směru toto napětí působí. Smykové napětí působící na film v axiálním směru má na film stabilizující účinky, protože má tendenci vyhlazovat špičky vln. Naopak smykové napětí působící na film v radiálním směru stabilitu filmu snižuje. Tento jev je intenzifikován zmenšujícím se průměrem trubky [13]. Při aplikaci na kondenzátní film Kapica dokázal, že působením sil povrchového napětí se při proudění kondenzátu vytvoří zvlněná blána, která má menší tloušťku. Tento jev má pak za následek až 20 % zvýšení přestupu tepla [14]. Stabilita filmu záleží také na jeho Reynoldsově čísle, kdy s rostoucím Reynoldsovým číslem zvětšuje oblast nestability.

Proces kondenzace stabilitu filmu zvyšuje i snižuje. (Oba efekty nejsou přítomny současně v jednom místě). Stabilizační efekt kondenzace vytváří z důvodu nerovnoměrné tloušťky filmu, kdy dochází ve spodních půlvlnách vln k většímu přenosu tepla, čímž se zvyšuje intenzita kondenzace. Tento proces vede k zaplnění daného místa kondenzátem a tím dojde ke snížení amplitudy vlnění [15]

2.2 Metody výpočtu filmové kondenzace

První popis filmové kondenzace představil Wilhelm Nusselt [8] v roce 1916, kdy vysvětlil princip laminární filmové kondenzace. Avšak jeho popis gravitačního principu laminárního proudění filmu byl odvozen pouze pro kondenzaci na svislé stěně. Nusseltova teorie musí být zmíněna, protože je na ní postavena většina současných fyzikálních teorií a matematických modelů filmové kondenzace uvnitř vertikálních trubek. Během času vzniklo vícero teorií, jak ke kondenzaci vodní páry v přítomnosti nekondenzujícího plynu přistupovat. Pokud tedy vynecháme oblast numerického modelování, lze analytické metody výpočtu kondenzace v přítomnosti nekondenzujících plynů rozdělit do čtyř následujících základních teorií. Pořadí, v jakém jsou základní metody výpočtu představeny částečně odpovídá i jejich relevance.

2.2.1 Metoda degračního faktoru

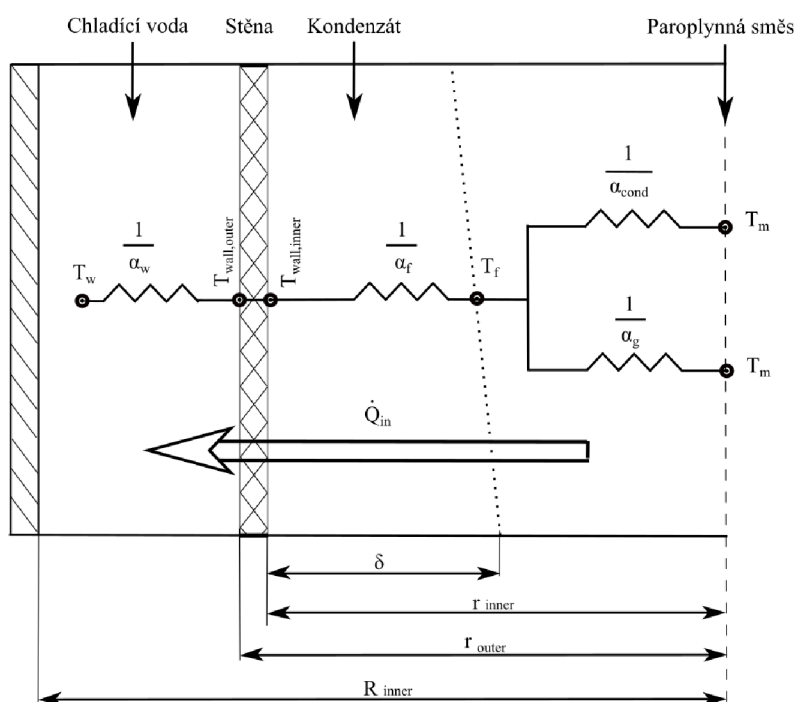
Degrační faktor byl představen v roce 1990 a představuje poměr mezi experimentálně určeným kondenzačním koeficientem přestupu tepla a kondenzačním koeficientem přestupu tepla vypočítaným podle teoretických vztahů pro čistou páru. K.M Vierow [16]. Vztah podle Vierowa je jednoduchý a dobře použitelný v inženýrské praxi. Koeficienty a až d jsou funkcí Reynoldsova čísla směsi,

$$F = (1 + a \cdot Re_m^b)(1 - c \cdot Y^d). \quad (1)$$

Kde Re_m je Reynoldsovo číslo parovzdušné směsi vyjadřující souvislost mezi setrvačnými silami a viskozitou a Y je molární koncentrace nekondenzujících plynů (vzduchu) ve vodní páře. S.Z Kuhn [16] navázal ve své práci na myšlenku degradačního faktoru podle Vierowa a po experimentech s filmovou kondenzací v přítomnosti vzduchu nebo helia navrhl úpravu zahrnující vliv šířky filmu.

2.2.2. Metoda vodivosti přenosu hmoty

Jedná se o alternativní přístup k metodě difuzní vrstvy, kterou se zabýval především Kuhn a spol. ve své práci [17]. Tato metoda řeší intenzitu kondenzace přes chemické procesy probíhající během kondenzačního procesu se zahrnutím určitých fyzikálních jevů, jako je například sací efekt. Základní myšlenka je zobrazena na obrázku 2, kde je přenos tepla z jádra parovzdušné směsi do kondenzačního filmu rozdělen na dvě základní části, a to na přenos citelného tepla a na přenos tepla latentního.



Obr. 2 Přestup tepla z proudu parovzdušné směsi do stěny trubky [18]

Celkový součinitel přestupu tepla z parovzdušné směsi do filmu kondenzátu je pak dán (2). Je-li směs dobře promíchaná, výraz v závorce je roven jedné, a pak se jedná o prostý součet [17],

$$\alpha_m = \alpha_{cond} + \alpha_g \left(\frac{T_g - T_i^s}{T_g^s - T_i^s} \right). \quad (2)$$

Kde g_m je součinitel vodivosti přenosu hmoty, B_d je hnací síla přenosu hmoty a h_{fg} je latentní teplo uvolněné kondenzací.

2.2.3. Metoda analogie přenosu tepla a hmoty

Metoda analogie přenosu tepla a hmoty je založena na podobnostech a spojeních mezi přenosem hmoty a přenosem tepla, přičemž se vychází ze znalosti tepelného toku z parovzdušné směsi do chladicího média. Tato metoda vznikla nejprve pro výpočet kondenzačního součinitele přenosu tepla v čisté páře a teprve poté byla upravena, aby zahrnovala i vliv nekondenzujících plynů [19],

Metoda analogie mezi přenosem tepla a hmoty je velmi podobná metodě difuzní vrstvy, jelikož s existencí difuzní vrstvy také počítá. Hlavní rozdíl spočívá ve výpočtu součinitelů přestupu kondenzačního a citelného tepla. Výpočet součinitele kondenzačního součinitele přestupu tepla podle této metody vychází ze stejných vztahů jako výpočet součinitele citelného tepla, akorát místo Prandtlova čísla je použito číslo Schmidtovo. Měrný tepelný tok z jádra parovzdušné směsi do stěny trubky je definován následovně [19],

$$\dot{q} = \frac{(T_m - T_{wall,inner})}{\frac{1}{\alpha_f} + \frac{1}{\alpha_g + \alpha_{cond}}}. \quad (3)$$

2.2.4. Metoda difuzní vrstvy

Metoda difuzní vrstvy je asi nejrozpracovanější teoretická metoda pro výpočet filmové kondenzace. Byla navržena v roce 1930 Colburnem a Hougenem v jejich práci [20], ve které poprvé navrhli myšlenku, že proces přenosu hmoty páry v přítomnosti NCG probíhá vlivem difuze. A jak probíhá kondenzace vodní páry, dochází k hromadění NCG u rozhraní plyn-kapalina a tím se zvětšuje šířka difuzní vrstvy a odpor vůči kondenzaci narůstá [20]. Pro představu tohoto procesu lze použít obrázek 1, který zobrazuje typické schéma difuzní vrstvy.

Difuzní vrstva je tedy vrstva, ve které se hromadí molekuly nekondenzujícího plynu a tím se tvoří další odpor vůči přenosu hmoty a tepla. Vodní pára prochází touto vrstvou v sytém stavu, ale protože se směrem ke stěně trubky snižuje její koncentrace a tím i její parciální tlak, dochází také k poklesu její teploty. Hnací silou difuze atomů je jejich koncentrace, v případě kondenzace vodní páry je to rozdíl mezi koncentrací vodní páry v proudu parovzdušné směsi a koncentrací na rozhraní plyn-kapalina. Pro velkou složitost nebyla tato metoda mnoha vědci všeobecně přijímána až do roku 1971, kdy došlo k rozšíření výpočetní techniky a ke zjednodušení výpočtů [21].

Pro použití této metody k výpočtu je potřeba zavést následující podmínky [22],

- a) Jedná se o dvourozměrné proudění v ustáleném stavu,
- b) Průřez trubice je kruhový,
- c) Film kondenzátu je netečný k NCG,
- d) Vodní pára a NCG jsou dokonale smíšeny a v termodynamické rovnováze.

Pro určení přestupu tepla z parovzdušné směsi se u této metody vychází opět z obrázku 2, kdy celkový součinitel přestupu tepla z parovzdušné směsi do filmu kondenzátu je rozdělen na součinitel přestupu tepla citelného a latentního. Dílčí součinitele přestupu tepla se pak stanoví podle (4) a (5). Oba součinitele vycházejí ze stejného formálního vztahu, jen pro citelné teplo je použito jako kritérium Nusseltovo číslo a tepelná vodivost parovzdušné směsi. Pro součinitel přestupu kondenzačního tepla je pak určující Sherwoodovo číslo [23]

$$\alpha_g = \frac{Nu \cdot \lambda_m}{d_{inner}}, \quad (4)$$

$$\alpha_{cond} = \frac{Sh \cdot k_{cond}}{d_{inner}}. \quad (5)$$

Pro potřeby výpočtu byla zavedena nová fyzikální veličina, a to součinitel tepelné vodivosti kondenzace (k_{cond}). Součinitel tepelné vodivosti kondenzace lze tedy napsat jako převrácenou hodnotu tohoto vztahu následovně,

$$k_{cond,P} = \frac{\theta \cdot \Delta h_c^2 \cdot P_m \cdot M_v^2 \cdot D}{R^2 \cdot T_m^3}. \quad (6)$$

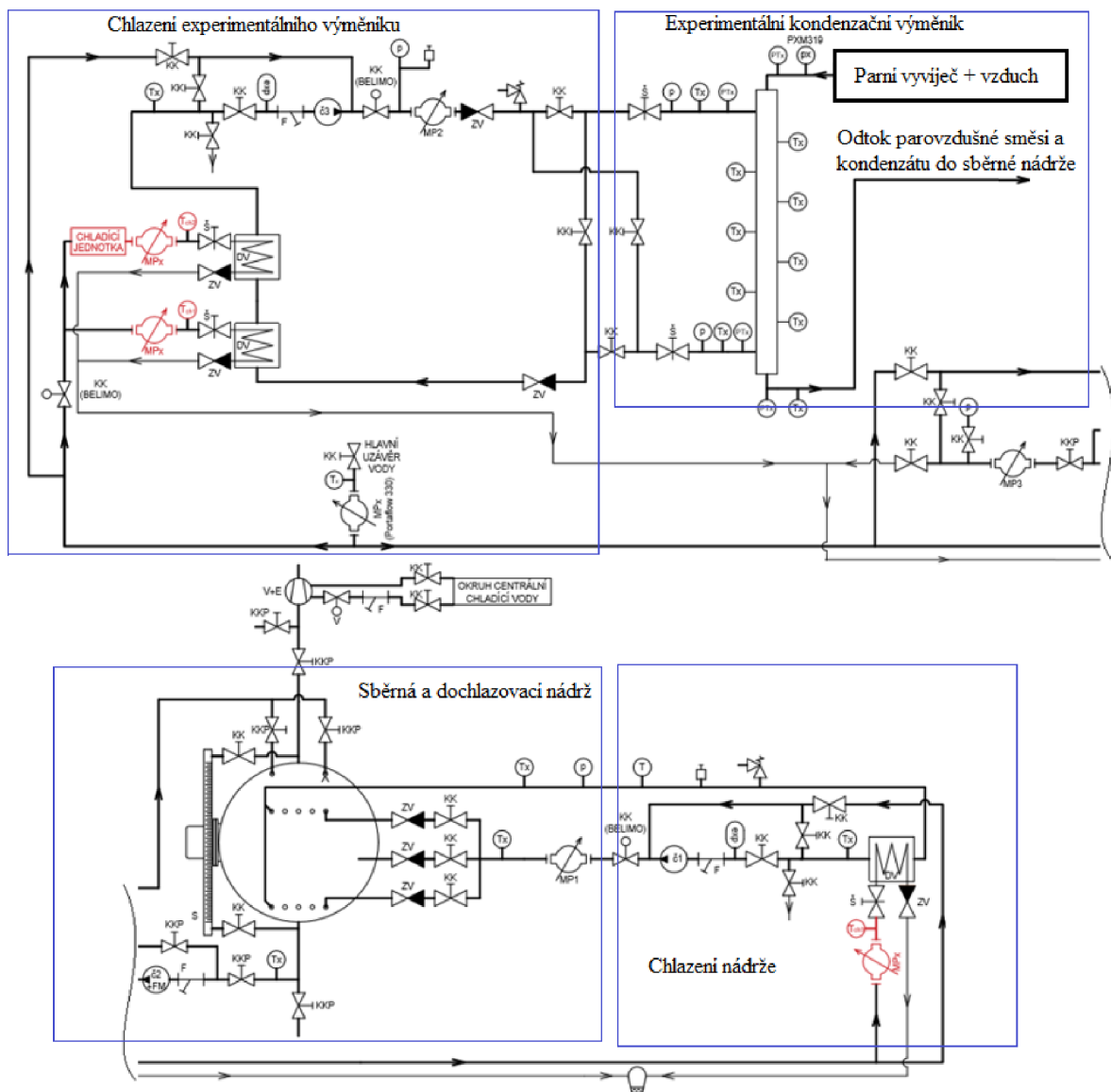
Kde D je difuzní koeficient parovzdušné směsi, R je univerzální plynová konstanta a Δh_c je latentní teplo uvolněné fázovou změnou.

3 EXPERIMENTÁLNÍ ZAŘÍZENÍ

Pro zkoumání přestupu tepla během kondenzace vodní páry uvnitř vertikální trubky bylo postaveno experimentální zkušební zařízení obsahující tepelný výměník „trubka v trubce“ pro analýzu tepelných pochodů a přestupu tepla během kondenzačního procesu.

3.1 Experimentální zařízení s výměníkem typu „trubka v trubce“

Experimentální zařízení vzniklo za účelem testování vlivů přestupu tepla při kondenzaci vodní páry v přítomnosti nekondenzujících plynů. Primárně se skládá z trubkového výměníku a dochlazovací komory, sloužící zároveň jako sběrná nádrž na vznikající kondenzát. Detailní schéma zařízení je na obrázku 4.



Vysvětlivky:

č – čerpadlo, DV – deskový výměník, exp – expanzní nádoba, F – filtr, KK – kulový kohout, KKP – kulový kohout pájený, MP – indukční průtokoměr, p – manometr, S – stavoznak, Š – šoupě, T – teploměr, T (s dalším(-i) symbolem(-ly) – termočlánek, V+E – vývěva + ejektor, ZV – zpětný ventil

Obr.4 Schéma experimentálního zařízení s výměníkem „trubka v trubce“

Zařízení disponuje třemi chladicími smyčkami, z nichž dvě chladí dochlazovací nádrž, a třetí chladí zkoumaný trubkový výměník. Na chladicí komoru jsou napojeny dvě uzavřené smyčky (chladicí a skrápěcí), ve kterých cirkuluje chladicí voda z chladicích rozvodů laboratoře, která není nijak upravena a ani obohacena. Skrápěcí smyčka umožňuje kondenzát ze dna sběrné nádrže rozstříkat do prostoru dochlazovací nádoby, a tím zlepšuje dokondenzování páry. Pro experimenty byly vyrobeny tři tepelné výměníky typu „trubka v trubce“, které jsou vyrobeny z měděných trubek. Každý z nich je složený z vnitřní a z vnější trubky, jejichž průměry jsou uvedeny v tabulce 1.

Tab. 1 Průměry použitých měděných trubek.

	VNITŘNÍ TRUBKA [MM]	VNĚJŠÍ TRUBKA [MM]
1. Výměník	28 x 1	35 x 1,5
2. Výměník	22 x 1	28 x 1
3. Výměník	18 x 1	22 x 1

Pro napájení výměníku párou je využit parní vyvíječ o jmenovitých parametrech 1,5 bar (a) s možností přehřátí páry do teplot až 550 °C a maximálním hmotnostním toku páry 35 kg/hod. Parní vyvíječ umožňuje napojení procesních plynů (vzduch, O₂, N). Procesní plyny jsou do trasy napojeny před přehřívací sekci, a tak je možné tyto plyny s párou přehřát v přehříváku vyvíječe. Tok procesních plynů je regulován automatickým regulátorem toku BRONKHORST F-202AI a měřen plynovým průtokoměrem VA520.

Chladicí smyčka, ve které cirkuluje chladicí kapalina zkoumaného výměníku, je z větší části tvořena měděnými trubkami. Některé ventily na chladicí smyčce jsou opatřeny pohonem Belimo, aby bylo možné chlazení experimentálního výměníku regulovat přes software LabView. Dále je smyčka osazena čerpadlem, jehož výkon je regulován pomocí frekvenčního měniče, indukčním průtokoměrem (MP2) a deskovými výměníky umožňujícími větší rozsah regulace. Teplotní stavy chladicí kapaliny jsou měřeny termočlánky na vstupu do výměníku a výstupu z výměníku.

3.2 Měřicí zařízení

Provozní teploty experimentálního standu jsou měřeny zapouzdřenými termočlánky typu T s neuzemněným koncem se zvýšenou přesností. Teploty důležité pro tepelný výpočet jsou měřeny snímači PT100. V tabulce 2 jsou shrnuty použité měřicí zařízení včetně jejich přesností.

Tab. 2 Použité měřicí zařízení

ZAŘÍZENÍ	ROZSAH MĚŘENÍ	PŘESNOST (%)	NEJISTOTA TYPU (B)
Termočlánek typ t	-270 ÷ 400 °C		± 0,65 °C
Snímač pt100	-70 ÷ 500 °C	DIN třída B	± 0,50 °C
Snímač tlaku pxm	0 ÷ 700 kPa	0,25 % z rozsahu	± 0,175 kPa
Snímač tlaku ted6	0 ÷ 160 kPa	0,5 % z rozsahu	± 0,5 kPa
Průtokoměr flomag3000	0,0078 ÷ 0,9424 l·s ⁻¹	0,5 % z rozsahu	± 0,0047 l·s ⁻¹
Průtokoměr VA520	0 ÷ 90 m ³ ·hod ⁻¹	0,3 % z rozsahu	± 0,27 m ³ ·hod ⁻¹

Tlak před kondenzačním úsekem je měřen snímačem tlaku PXM a za kondenzačním úsekem je využit vakuometr Baumer TED6. Chladicí smyčky jsou osazeny indukčními průtokoměry typu FLOMAG 3000. Všechny zkoumané veličiny jsou napřímo (termočlánky) anebo skrze převodníky snímány měřicí stanicí NI compact rio 9149. Měřicí prostředí v LabView umožňuje sledování důležitých i vedlejších parametrů experimentálního standu a zároveň umožňuje i regulaci vybraných komponent pomocí frekvenčních měničů nebo pohonu Belimo. Veškerá zaznamenaná data jsou ukládána s frekvencí 1 Hz, to znamená že zápis všech měřených veličin probíhá každou jednu sekundu měření ve formátu xls.

4 NASTAVENÍ A VYHODNOCENÍ EXPERIMENTŮ

4.1 Stanovení hledaných součinitelů přestupu tepla z měřených veličin.

V následující kapitole je představen vyhodnocovací matematický model, uvažující kondenzaci vodní páry v přítomnosti vzduchu jako nekondenzujícího plynu. V rámci zjednodušení modelu byly přijaty následující zjednodušující předpoklady [24].

- 1) Parovzdušná směs je idealizovaná dvojsložkovou směsí.
- 2) Je předpokládána dokonalá rozpustnost obou složek v plynné fázi.
- 3) Vzduch neinteraguje s kondenzátním filmem (nerozpouští se v něm)
- 4) Teplotní skok na rozhraní plyn-kapalina je nekonečně malý
- 5) Tvorba mlhy v mezní vrstvě je zanedbána.
- 6) Vodní pára a kondenzátní film proudí vždy shodně seshora dolů.

Pro vyhodnocení přestupu tepla během kondenzace parovzdušné směsi je nutné identifikovat celkový vnitřní součinitel přestupu tepla, který kvantifikuje přestup tepla z proudu směsi do stěny kondenzační trubky a z něj kondenzační součinitel přestupu tepla. Protože tyto součinitele nelze měřit přímo, je nutné je vypočítat. K tomu lze využít standardní výpočetní vztahy podle literatury [25]. Aby bylo možné vypočítat koeficient přestupu tepla uvnitř trubky, je nutné nejprve znát tepelný tok nebo výkon který se na měřeném úseku přenese. Pro výpočet kondenzačního výkonu lze tedy využít následující rovnici,

$$\dot{Q} = \dot{m}_w [h_{w,out}(t_{w,out}; p_w) - h_{w,in}(t_{w,in}; p_w)]. \quad (7)$$

Kde $h_{w,out}$ a $h_{w,in}$ jsou entalpie chladicí vody. Ze známého kondenzačního výkonu lze z následující rovnice vypočítat celkový součinitel přestupu tepla,

$$k = \frac{\dot{m}_w [h_{w,out}(t_{w,out}; p_w) - h_{w,in}(t_{w,in}; p_w)]}{L \Delta t_{ln}}. \quad (8)$$

Kde Δt_{ln} je logaritmický teplotní spád na kondenzační trubce a L je délka kondenzační trubky. Výpočet zkoumaného součinitele přestupu tepla vychází z Newtonova zákona přestupu tepla a Fourierova zákona vedení tepla, které jsou využity pro formulaci následujícího vztahu [26],

$$\alpha_m = \frac{1}{\pi d_{inner} \left[\frac{1}{k} - \frac{1}{2\pi \lambda_{wall}} \ln \left(\frac{d_{outer}}{d_{inner}} \right) - \frac{1}{\pi \alpha_{out} d_{outer}} \right]}. \quad (9)$$

Kde α_m je celkový vnitřní součinitel přestupu tepla z páry do stěny kondenzační trubky a α_{out} je součinitel přestupu tepla ze stěny do chladicí vody, který se vypočítá podle standardizovaných vztahů pro nucenou konvekci v mezikruží [27]. Analogicky lze vyjádřit celkový vnitřní součinitel přestupu tepla při přenosu tepla z jádra parovzdušné směsi do stěny trubky s využitím tří samostatných součinitelů přestupu tepla následovně [28],

$$\alpha_m = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_f} + \frac{1}{(\alpha_{cond} + \alpha_g)}}. \quad (10)$$

4.2 Nastavení experimentálního zařízení a měřených stavů

S ohledem na cíle disertační práce byly v rámci experimentů měněny jak parametry parovzdušné směsi, tak průměr kondenzační trubky. Vnitřní průměry experimentální trubky, ve které dochází ke sledované kondenzaci byly zvoleny v rámci typových řad klasických měděných trubek, jak je zmíněno v tabulce 2, a to konkrétně 16 mm, 20 mm a 26 mm. Pro dané průměry byly při experimentech nastaveny takové toky syté vodní páry a vzduchu před smísením, aby byly dosaženy objemové koncentrace vzduchu ve směsi kolem 2, 4, 6, 8, 10, 15, 20, 30, 40, 50 a 60 %_{obj}. Teplota parovzdušné směsi na vstupu do kondenzačního úseku byla držena na teplotě sytosti vodní páry, která je funkcí parciálního tlaku vodní páry ve směsi. Tímto bylo zamezeno nežádoucímu zkreslení přenesených výkonů vlivem přehřátí směsi. Z časových důvodů nebyly zkoumány další vlivy, které mají na kondenzační proces vliv.

Měřené rychlosti parovzdušné směsi na vstupu do tepelného výměníku vycházely z prvního měření na trubce o průměru 26 mm, kdy byly nastaveny toky páry na 10, 15, 20, 25, 30 a 35 kg·s⁻¹. Při přepočtu na vstupní rychlost směsi dostaneme následující hodnoty 8,9; 13,4; 17,7; 22,3; 26,6 a 31,3 m·s⁻¹. Z těchto rychlostí byly potom stanoveny hmotnostní průtoky směsi na vstupu pro další průměry experimentálních trubek. Menší průměry trubek umožňovaly změřeni i vyšších rychlostí než u trubky o průměru 26 mm, u kterého parní vyvíječ narážel na svůj vrchní limit v generovaném množství páry. Z tohoto důvodu byly změřeny ještě stavy při vstupní rychlosti parovzdušné směsi 40 a 50 m·s⁻¹. Díky spodnímu limitu tvorby páry nejsou u menších průměru změřeny nejnižší rychlosti.

Pro jednotlivé kombinace koncentrací vzduchu a rychlosti parovzdušné směsi na vstupu do trubky byly měřeny dvě konfigurace způsobu odvodu tepla. První konfigurace byla souprůdé chlazení, kdy chladicí voda má s tokem páry a kondenzátu stejný směr. Druhá konfigurace je protiprůdé chlazení, kde chladicí voda má opačný směr než tok páry a kondenzátu. Hmotnostní tok chladicí vody byl upravován tak, aby byla intenzita chlazení u všech testovaných variant shodná neboli byl zachován shodný součinitel přestupu tepla v plášti výměníku. Tento tok byl udržován z přesnosti $\pm 0,05 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$. Pro všechny experimenty byla udržována vstupní teplota chladicí vody $30 \pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Pokud jeden z regulovaných parametrů vybočil mimo stanovené intervaly, byl experiment zopakován od začátku. Všechny měřené stavy byly po ustálení měřeny po dobu alespoň 10 minut, aby byl omezen vliv akumulace a dalších dynamických jevů.

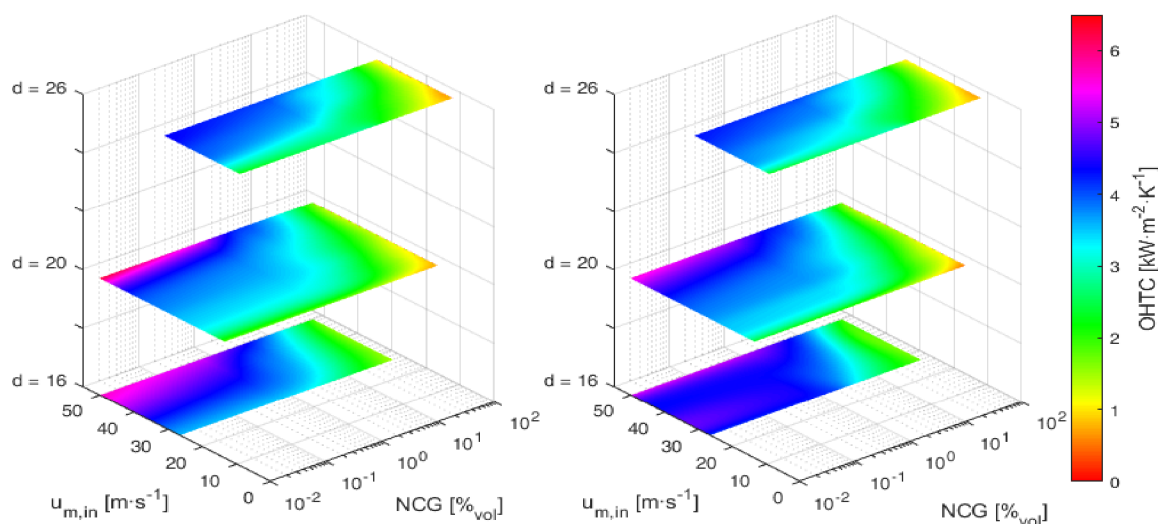
5 VÝSLEDKY EXPERIMENTŮ

Jak již bylo zmíněno, experimenty byly prováděny na třech experimentálních výměnících, typu „trubka v trubce“, které se lišily především v rozdílných vnitřních průměrech vnitřní trubky, ve které probíhá kondenzace. Kvůli častému opakování je pro přehlednější a stručnější popis spojení „nekondenzující plyny“ nahrazeno zkratkou „NCG“ pocházející z anglického překladu non-condensable gases a spojení „kondenzační součinitel přestupu tepla“ neboli „Součinitel přestupu latentního tepla“ nahrazeno zkratkou „CHTC“ z anglického překladu condensation heat transfer coefficient.

5.1 Celkové srovnání

Na obrázku 3 jsou vyneseny hodnoty celkového součinitele přestupu tepla uvnitř trubky pro souprůdové a protiprůdové chlazení a pro všechny měřené stavy a průměry testovaných trubek. Pro zobrazení hodnoty OHTC je použita barevná škála. Z grafu jsou patrné všechny vlivy popsané už v předchozích podkapitolách. Tzn. že, celkový součinitel přestupu tepla klesá s rostoucí koncentrací NCG a roste se zvyšující se vstupní rychlostí parovzdušné směsi. K tomu jevu dochází především díky charakteru proudění směsi uvnitř trubky, protože při vyšších rychlostech dochází k větším turbulencím. Díky tomu je narušována difuzní vrstva a možnost setkání se molekuly vodní páry s blánou kondenzátního filmu značně narůstá. Současně je také při větších rychlostech parovzdušné směsi na vstupu ve směsi více páry než při nižších rychlostech, takže pravděpodobnost srážky molekuly s filmem opět narůstá. Tento nárůst lze nejvíce sledovat u průměru trubky 20 mm, kde byly rychlosti parovzdušné směsi na vstupu do sledovaného úseku až kolem $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Vnitřní průměr trubky, ve kterém probíhá kondenzace, také tento proces pro stejné počáteční podmínky ovlivňuje. Z obrázků vyplývá, že při obou režimech odvodu tepla dochází při stejných vstupních rychlostech směsi při zvětšování vnitřního průměru trubky k nárůstu celkového součinitele přestupu tepla. Tento fakt opět vychází z charakteru proudění, kde při shodné rychlosti směsi na vstupu do testovaného úseku se zvětšování vnitřního průměru trubky současně zvyšuje Reynoldsovo číslo proudu.



Obr. 3 Celkový součinitel přestupu tepla uvnitř trubky pro měřené stavy; vlevo: souprůdové chlazení; vpravo: protiprůdové chlazení

Z porovnání souproudeho a protiproudeho režimu chlazení jednoznačně vyplývá, že celkový součinitel přestupu tepla dosahuje u protiproudeho režimu vyšších hodnot. Tento jev se stává výraznější při snižování koncentrace nekondenzujícího plynu ve směsi. Vliv průměru trubky kondenzační trubky hraje důležitou roli především v nižších koncentracích NCG. Při vyšších koncentracích NCG (přibližně nad 30 %_{obj.}) se pak vliv průměru trubky stává téměř zanedbatelným.

5.2 Bezrozměrné porovnání

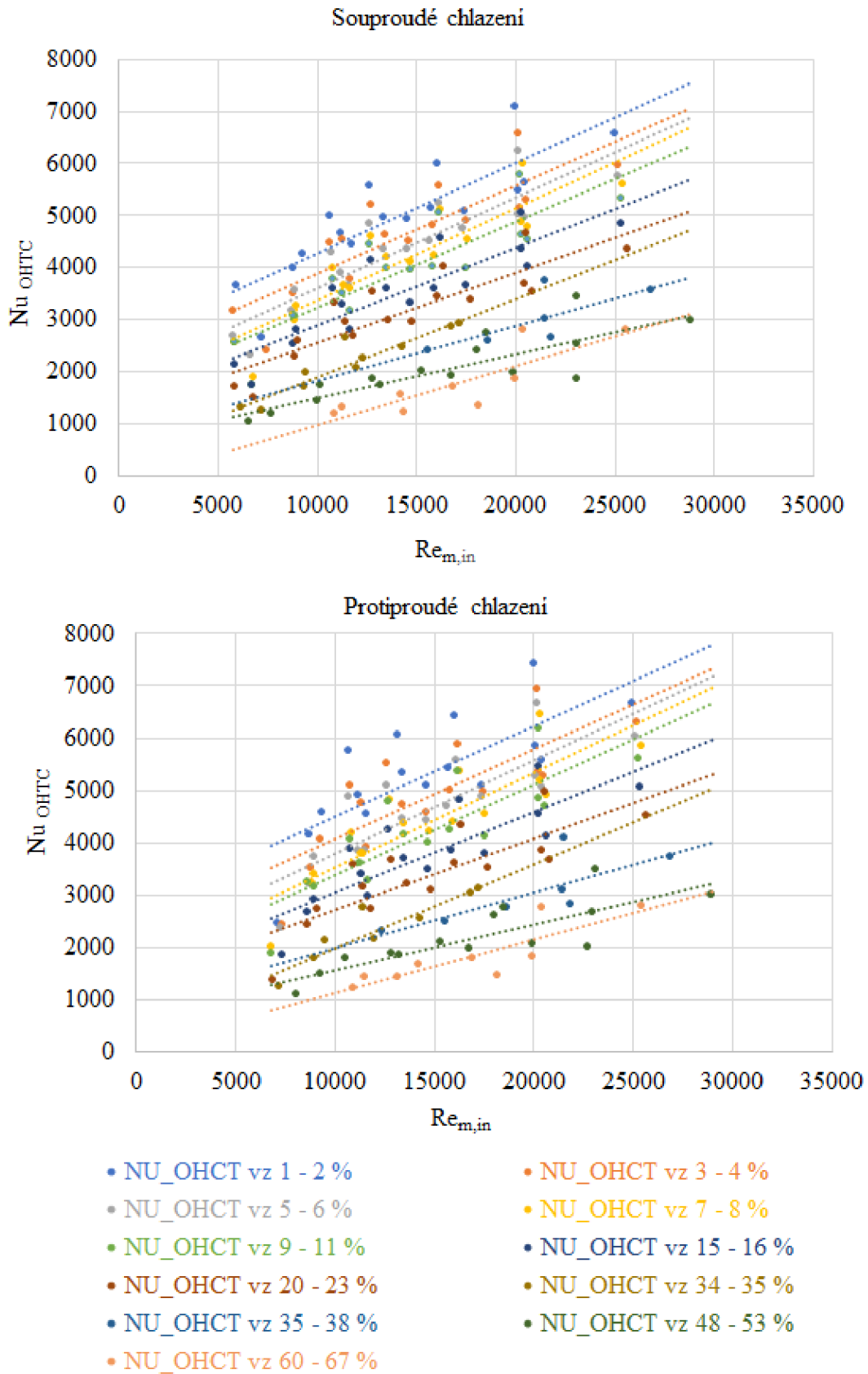
Výše uvedené výsledky ukazovaly jeho hodnotu jako funkci rychlosti směsi, průměru trubky a vstupní koncentrace NCG ve směsi. Pro lepší představu o trendech v přestupu tepla uvnitř trubky je ale dobré najít způsob vyjádření, kde splyne rozdíl mezi jednotlivými průměry a rychlostmi. Pro tento případ lze využít teorie podobnosti, kdy je nutné vybrat vhodné podobnostní číslo, popisující uvedený děj.

Kriticky byla vybrána pro porovnání dvě bezrozměrná čísla. První, které zahrnuje změnu vstupní rychlosti směsi a průměru se nazývá Reynoldsovo číslo. Druhé číslo je číslo Nusseltovo, které je obecně používáno jako kritérium pro určení součinitele přestupu tepla. Nusseltovo číslo obecně zahrnuje součinitel přestupu tepla, součinitel tepelné vodivosti a charakteristický rozměr. Aby bylo možné prezentovat výsledky adekvátním způsobem, je nejdříve nutné si tyto fyzikální vlastnosti směsi, které budou do Nusseltova čísla dosazeny, definovat. Po diskusi bylo rozhodnuto definovat Nusseltovo číslo pro celkový přestup tepla uvnitř trubky jako

$$Nu_{OHCT} = \frac{\alpha_m \cdot L}{\lambda_f}. \quad (11)$$

Kde α_m je celkový součinitel přestupu tepla uvnitř trubky, L je kondenzační délka (pro měřené případy se jedná o 1 m) a λ_f je součinitel tepelné vodivosti kondenzátního filmu pro střední teplotu filmu. Na obrázku 4 jsou zobrazeny hodnoty Nusseltova čísla pro přestup tepla uvnitř trubky v závislosti na Reynoldsově čísle směsi na vstupu pro souproudou, respektive protiproudou konfiguraci chlazení. Nusseltova čísla v sobě zahrnují veškeré měřené stavy, to znamená, všechny vstupní rychlosti parovzdušné směsi a všechny měřené průměry trubek. Rozdělení jednotlivých stavů proběhlo pouze na základě intervalů vstupních objemových koncentrací NCG na vstupu (jednotlivé barvy). Body jsou proloženy jednoduchou lineární regresní úsečkou, pro lepší představení trendů. Pro obě konfigurace chlazení jsou patrné shodné trendy. Nusseltovo číslo uvnitř trubky roste s rostoucím Reynoldsovým číslem směsi. Zároveň platí, že se Nusseltovo číslo zvětšuje při snižování vstupní koncentrace NCG na vstupu. Z konzistentnosti těchto průběhů vypývá,

že teorii podobnosti lze aplikovat i na případ kondenzace vodní páry ve směsi se vzduchem a matematický model použitý při vyhodnocení dat pravděpodobně neobsahuje zásadní chybu.



Obr. 4 Nusseltovo číslo pro přestup tepla uvnitř trubky v závislosti na vstupním Reynoldsově čísle směsi; Lineární regrese; Souproudá a protiproudá konfigurace chlazení.

6 MODIFIKACE ANALYTICKÝCH VZTAHŮ

Hned v úvodu této kapitoly je třeba zmínit, že platnost níže prezentovaných vztahů vycházejících z regresních analýz je omezená pouze na intervaly měřených hodnot. Tabulka 3 shrnuje obecné podmínky platnosti korigovaných vztahů vyplývající z nastavení měření.

Tab.3 Podmínky platnosti korigovaných vztahů.

PODMÍNKY	JEDNOTKA
$0,016 \text{ m} < d_{inner} < 0,026 \text{ m}$	m
$8,9 < u_{m,in} < 50$	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
$1,7 < y_{g,in} < 53$	%obj.
$50 < t_{m,in} < 105$	°C
$0,8 < Pr_{m,in} < 1,15$	-

6.1 Modifikování publikovaných analytických vztahů

Podle publikovaných analytických vztahů závisí kondenzační součinitel přestupu tepla a tím i celková intenzita kondenzace především na součiniteli tepelné vodivosti kondenzace, Sherwoodově čísle a difuzním koeficientu,

$$\alpha_{cond} = \frac{Sh \cdot k_{cond}}{d_{inner}}. \quad (12)$$

V rámci popsané teorie bylo prezentováno více forem těchto fyzikálních parametrů směsi podle přístupu jednotlivých autorů. Tato podkapitola se zabývá určením vhodné kombinace analytických vztahů s následnou korekcí pomocí regresní analýzy. Konkrétně byly kombinovány vztahy pro výpočet difuzního koeficientu, Schmidtova čísla a teplotní vodivosti kondenzace. V souladu s podmínkami jednotlivých autorů je nakombinováno dvanáct verzí kondenzačního součinitele přestupu tepla označených jako $\alpha_{cond, m1}$ až $\alpha_{cond, m12}$. Pro všechny naměřené stavy bylo vždy vypočítáno všech dvanáct analytických kondenzačních součinitelů přestupu a ty byly porovnány s naměřeným CHTC. Všechny varianty kondenzačních součinitelů relativně kopírují naměřený trend. Všechny varianty spojuje prudký nárůst hodnot v oblasti koncentrace pod 10 %obj. NCG ve směsi. V oblasti koncentrace nad 10 %obj. NCG ve směsi dochází pro všechny případy k pomalé konvergenci k naměřenému součiniteli.

Po uvážení statistických vlastností jednotlivých variant byly vybrány pro následnou korekci kombinační varianty 3 a 11, protože při souprůdém uspořádání dosahuje odchýlení průměrnou výši -7,2 respektive 8,2 % a tyto průměrné hodnoty se pohybují ve svém pásmu směrodatné odchylky $\pm 13,8 \%$ respektive $\pm 11,7 \%$. Při protiprůdém uspořádání jsou průměrné odchylky

-8,1 % respektive 7,5 %, které se pohybují v pásmu 16,5 % respektive $\pm 15,2 \%$. Obě varianty navíc dosahují vysoké hodnoty koeficientu determinace. V rámci regresní analýzy byla navržena rovnice zahrnující vliv vstupní koncentrace NCG v parovzdušné směsi, vstupní rychlost směsi a vnitřní průměr kondenzační trubky následovně,

$$\alpha_{cond,reg} = a \cdot \alpha_{cond}^b \cdot (1 - y_{g,b,in})^c. \quad (13)$$

Hodnoty koeficientů a , b , a c byly hledány pomocí metody nejmenších čtverců. Po zvážení všech statistických ukazatelů byla vybrána pro konečnou modifikaci kombinace 11. Kondenzační součinitel přestupu tepla se tedy potom dá určit pro souprroudé a protiproudé chlazení následovně,

$$\alpha_{cond,m11,reg,sou} = 3,24 \cdot \alpha_{cond,m11}^{0,882} \cdot (1 - y_{g,in})^{0,310}, \quad (14)$$

$$\alpha_{cond,m11,reg,proti} = 0,659 \cdot \alpha_{cond,m11}^{1,056} \cdot (1 - y_{g,b,in})^{0,175}. \quad (15)$$

Kde

$$\alpha_{cond,m11} = \frac{1,88 \cdot 10^{-5} \cdot Re_m^{0,8} \cdot Sc^{0,5} \cdot \Delta h_c^2 \cdot M_v \cdot M_g}{R^2 \cdot T_{m,in}^{1,5} \cdot d_{in}} \cdot \frac{-\ln\left(\frac{y_{g,b,in}}{y_{g,f,in}}\right)}{\ln\left(\frac{1 - y_{g,b,in}}{1 - y_{g,f,in}}\right)}. \quad (16)$$

V tabulce 4 shrnuje statistické ukazatele. Pro obě konfigurace chlazení se jedná vždy o celkový soubor měřených stavů (tzn. společně všechny průměry potrubí, vstupní rychlosti směsi i objemové koncentrace nekondenzujících plynů), kde R^2 je koeficient determinace, min a max je nejmenší a největší procentuální odchylka a ave je průměrná procentuální odchylka střední hodnoty analytického CHTC od hodnoty naměřeného CHTC.

Tab.4 Porovnání variant analytického výpočtu pro souprroudé a protiproudé chlazení.

	KOMB.	A	B	C	R ²	MIN	AVE	MAX
		[-]	[-]	[-]	[-]	[%]	[% ± % _p]	[%]
SOUPROUD	11	3,240	0,882	0,310	0,969	-28	9,5 ± 9,5	29
PROTIPROUD	11	0,659	1,056	0,175	0,941	-73,8	13,1 ± 12,7	60,7

6.2 Regresní analýza s využitím teorie podobnosti

V rámci prezentovaných výsledků bylo dokázáno, že lze pro kondenzaci vodní páry v přítomnosti vzduchu jako nekondenzujícího plynu využít teorii podobnosti. Cílem této podkapitoly je využít teorii podobnosti k sestavení regresní závislosti a aspoň rámcově určit, na kolika a na kterých podobnostních číslech je tento kondenzační děj závislý. Výsledkem této kapitoly je funkce Nusseltova čísla pro přestup tepla uvnitř trubky jako funkce souboru podobnostních čísel.

V rámci matematického popisu blánové kondenzace vodní páry v přítomnosti nekondenzujícího plynu v procesu figuruje minimálně 42 proměnných, které lze popsat přibližně 27 vztahy. Pro určení konkrétních podobnostních čísel, ze kterých se bude skládat regresní funkce je vhodné vyjít z energetické praxe, která určitou sadu podobnostních čísel již standardně využívá. Konkrétně jsou použita podobnostní čísla extrahovaná z literatury [29], [30], [31], [32] a dalších výše prezentovaných. V rámci bezrozměrné regresní analýzy byla hledána funkce pro Nusseltovo číslo pro přestup tepla uvnitř trubky ve tvaru,

$$Nu_{reg} = f(Re_{m,in}, Re_{f,out}, Pr_{f,out}, Ar_{in}, \bar{J}a_{in}, Fr_{m,in}, We_{m,in}, Le_{m,in}, y_{v,in}). \quad (17)$$

Kde Nusseltovo číslo získané pomocí regresní analýzy je porovnáváno s hodnotami Nusseltova čísla z měřených stavů získaného z (11). Tvar regresní funkce získal po mnoha zkušebních výpočtech následující tvar,

$$Nu_{reg} = Re_{m,in}^a \cdot Re_{f,out}^b \cdot Ar_{in}^c \cdot \bar{J}a_{in}^d \cdot Fr_{m,in}^f \cdot We_{m,in}^g \cdot Le_{m,in}^h \cdot y_{v,in}^i \cdot e^j. \quad (18)$$

Pro nalezení vhodných exponentů byla opět využita metoda nejmenších čtverců. Vzhledem k opětovným rozdílům mezi souprroudým a protiproudým chlazením, byly vytvořeny funkce pro

každou konfiguraci zvlášť. Pro celkový přestup tepla uvnitř trubky neboli pro CHTC při souproutém chlazení platí tvar,

$$Nu_{OHTC,sou} = \frac{\alpha_{OHTC,sou} \cdot L}{\lambda_f} = \frac{1,632 \cdot Re_{m,in}^{2,579} \cdot Fr_{m,in}^{0,49} \cdot Re_{f,out}^{1,174}}{\gamma_{v,in}^{0,026} \cdot Ar_{in}^{0,808} \cdot Ja_{in}^{0,394} \cdot We_{m,in}^{1,774}} \quad (19)$$

Kde L je délka kondenzačního úseku a výsledná podoba regresní funkce pro CHTC při protiproudém chlazení,

$$Nu_{OHTC,proti} = \frac{\alpha_{CHTC,proti} \cdot L}{\lambda_f} = \frac{13\,413 \cdot Re_{m,in}^{1,87} \cdot Fr_{m,in}^{0,351} \cdot Re_{f,out}^{1,055}}{Ar_{in}^{0,934} \cdot Ja_{in}^{0,325} \cdot We_{m,in}^{1,196}} \quad (20)$$

Největší rozdíl mezi funkcemi pro OHTC je, že Nusseltovo číslo pro OHTC při protiproudém chlazení není závislé na vstupní koncentraci NCG. Dále nám z těchto funkcí vypadla závislost na Lewisově čísle. Tabulka 22 shrnuje statistické údaje pro představené tvary regresní funkce pro kondenzační i celkový součinitel přestupu tepla při souproutém a protiproudém chlazení.

Tab.5 Statistické údaje k regresní funkcím pro souproutou a protiproudou konfiguraci chlazení.

	R ²	MIN	AVE	MAX
	[-]	[%]	[% ± % _p]	[%]
$Nu_{CHCT,sou}$	0,982	-29,258	6,39 ± 6,41	15,968
$Nu_{CHCT,proti}$	0,946	-59,421	9,31 ± 9,31	30,077
$Nu_{OHTC,sou}$	0,990	-24,626	3,89 ± 3,89	25,359
$Nu_{OHTC,proti}$	0,991	-16,919	4,39 ± 4,38	22,190

Kvalitu regrese ukazuje koeficient determinace. Podle tabulky 5 dosahuje tento koeficient pro Nusseltovo číslo pro celkový přestup tepla uvnitř trubky hodnoty kolem 0,99 a to jak pro souprouté, tak pro protiproudé chlazení. Souproutá varianta Nusseltova čísla v porovnání s protiproudou variantou vykazuje menší střední odchylku, ale větší procentuální odchylky, a to jak pro kladnou, tak i zápornou odchylku od naměřené hodnoty.

Největší odchylek od změřených hodnot dosahuje regresní funkce především pro nízké hodnoty Reynoldsova čísla a vstupní koncentrace. Především potom pro vysoké hodnoty Reynoldsova čísla vykazuje regresní funkce relativně dobrou shodu s naměřenými hodnotami. Na závěr je nutné dodat, že výše uvedené korigované vztahy pro výpočet Nusseltova čísla mají obecnou platnost pouze pro měřené rozsahy podobnostních čísel v těchto vztazích použitých. Tabulka 6 shrnuje rozsahy těchto čísel ve kterých měření probíhala. Mimo tyto rozsahy není správnost korigovaných vztahů ověřena.

Tab.6 Podmínky platnosti korigovaných vztahů Nusseltova čísla.

PODMÍNKY	
$5\,810 < Re_{m,inner} < 28\,900$	$0,015 < Ja_{in} < 0,04$
$15 < Re_{f,out} < 160$	$0,7 < Sc_{m,in} < 0,86$
$2,7 < Pr_{f,out} < 4,3$	$170 < Fr_{m,in} < 14\,500$
$0,8 < Pr_{m,in} < 1,2$	$12 < We_{m,in} < 370$
$13,4 \cdot 10^8 < Ar_{in} < 31 \cdot 10^8$	

ZÁVĚR

Problematika kondenzace vodní páry je lidstvu známa už po několik staletí a stala se nedílnou součástí energetických procesů. Při výpočtech přestupu tepla v kondenzátorech se dříve uvažovalo pouze o kondenzaci čisté vodní páry, ale v roce 1929 Donald Othmer zjistil, že i malé množství nekondenzujících plynů výrazně ovlivňuje kondenzační součinitel přestupu tepla. V dnešní době udržitelného rozvoje a přísných emisních limitů nachází kondenzace páry v nekondenzujících plynech nové uplatnění v kondenzátorech spalin nebo vlhkého vzduchu. V průběhu času, kdy byla kondenzace páry v přítomnosti nekondenzujících plynů zkoumána, vzniklo několik teorií, jak k této problematice přistupovat. Některé metody jsou velmi závislé na korelačních koeficientech z předešlých experimentů, čímž jsou méně univerzální. Nejdetailnějším analytickým rozbohem problematiky kondenzace vodní páry v přítomnosti nekondenzujících plynů je pravděpodobně metoda difuzní vrstvy. Samotný proces kondenzace je ovlivňován mnoha faktory, čímž některé jsou naprosto zásadní pro výsledný přestup tepla a látky. Kondenzace je ovlivněna především složením směsi, jejím hmotnostním tokem a v neposlední řadě také geometrií kondenzačních trubek.

Tato disertační práce se věnovala stanovení kondenzačního součinitele přestupu tepla a celkového součinitele přestupu tepla uvnitř vertikální trubky při kondenzaci vodní páry ve směsi se vzduchem, jakožto nekondenzujícím plynem. Bylo prokázáno, že na přestup tepla má velký vliv jak koncentrace nekondenzujícího plynu, tak i rychlost parovzdušné směsi. Celkový součinitel přestupu tepla uvnitř trubky kopíruje svým průběhem kondenzační součinitel přestupu tepla. Jeho kopírování průběhu probíhá ale s daleko menší citlivostí, díky filmu kondenzátu proudícího na stěně trubky, který vliv nekondenzujících plynů a rychlosti směsi na celkový součinitel přestupu tepla značně utlumuje. Vliv průměru trubky na kondenzační součinitel přestupu tepla není zásadně významný. Obecně lze poznatky z experimentů shrnout do následujících bodů:

- a) Se zvětšující se rychlostí směsi na vstupu do měřeného úseku roste kondenzační součinitel přestupu tepla.
- b) S rostoucí koncentrací nekondenzujících plynů kondenzační součinitel přestupu tepla významně klesá. Největší vliv mají malé koncentrace.
- c) Celkový součinitel přestupu tepla uvnitř trubky roste se vstupní rychlostí parovzdušné směsi a klesá s koncentrací nekondenzujících plynů a kopíruje tak průběh kondenzačního součinitele přestupu tepla.
- d) Z porovnání souproudeho a protiproudeho režimu chlazení jednoznačně vyplývá, že kondenzační součinitel přestupu tepla dosahuje u protiproudeho režimu vyšších hodnot.
- e) Pro nízké koncentrace NCG hodnota celkového součinitele přestupu tepla uvnitř trubky roste při stejných vstupních parametrech parovzdušné směsi s rostoucím vnitřním průměrem trubky. Při vyšších koncentracích NCG se pak vliv průměru trubky stává téměř zanedbatelným.

Závěr práce je obecně věnován regresní analýze a je rozdělen do dvou hlavních částí. První část se zabývala vytvořením kombinací dostupných analytických vztahů. Na základě přímého porovnání byla vybrána nejlépe odpovídající kombinace, která byla dále korigována na základě lineární regrese. K největším odchýlkám u nové korigované funkce dochází u malých koncentrací vzduchu v parovzdušné směsi. Druhá část závěru je věnována regresní analýze s využitím teorie podobnosti. V souladu s výpočtovou praxí byly zvoleny podobnostní čísla, ze kterých byla sestavena regresní funkce korigující Nusseltovo číslo. Vzhledem k odlišnostem mezi souproudým a protiproudeým chlazením byl vytvořený pro každou konfiguraci chlazení vlastní tvar funkce. Koeficient determinace regresní funkce pro korekci Nusseltova čísla pro celkový přestup tepla uvnitř trubky dosahuje pro obě konfigurace chlazení hodnot kolem 0,99.

Výstupem práce jsou tedy korigované analytické vztahy pro výpočet kondenzačního součinitele přestupu tepla a Nusseltova čísla pro celkový přestup tepla uvnitř trubky. Předpokládané využití získaných analytických vztahů bude v oblasti efektivnějších návrhů kondenzátoru vlhkého vzduchu.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] WANG, Shuai. Experimental investigation of condensation heat transfer characteristics and corrosion resistance on coated tube surfaces. *Thermal Science* . 2021, 25(2), 941-953. ISSN 0354-9836. Dostupné z: doi:10.2298/TSCI200525255W
- [2] OTHMER, D. F. The Condensation of Steam. *Industrial & Engineering Chemistry* . 1929, 21(6), 576-583. ISSN 0019-7866. Dostupné z: doi:10.1021/ie50234a018
- [3] MILLER, Clarence a P. NEOGI. *Interfacial phenomena: equilibrium and dynamic effects*. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press/Taylor & Francis, 2008. ISBN 9781420044423.
- [4] KNACKE, O. a I.N. STRANSKI. The mechanism of evaporation. *Progress in Metal Physics* . 1956, 6(1), 181-235. ISSN 0502-8205. Dostupné z: doi:10.1016/0502-8205(56)90007-7
- [5] COLLIER, John. *Convective Boiling and Condensation*. 3 ed. Oxford: Clarendon Press, 1996. ISBN 9780198562962.
- [6] LEE, Kwon-Yeong a Moo KIM. Experimental and empirical study of steam condensation heat transfer with a noncondensable gas in a small-diameter vertical tube. *Nuclear Engineering and Design* . 2008, 238(1), 207-216. ISSN 00295493. Dostupné z: doi:10.1016/j.nucengdes.2007.07.001
- [7] BLANGETTI, F. a M.K. NAUSHAHI. Influence of mass transfer on the momentum transfer in condensation and evaporation phenomena. *International Journal of Heat and Mass Transfer* . 1980, 23(12), 1694-1695. ISSN 0017-9310. Dostupné z: doi:10.1016/0017-9310(80)90231-8
- [8] NUSSELT, Wilhem. Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes. *Z. Ver. Dtsch. Ing.* 1916, 60(27), 541-546.
- [9] AKTERSHEV, S.P. a S.V. ALEKSEENKO. Influence of condensation on the stability of a liquid film moving under the effect of gravity and turbulent vapor flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* . 2005, 48(6), 1039-1052. ISSN 0017-9310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.045
- [10] AKTERSHEV, S. P. a S. V. ALEKSEENKO. The Stability of a Condensate Film Moving under the Effect of Gravity and Turbulent Flow of Vapor. *High Temperature* . 2003, 41(1), 79-87. ISSN 0018-151X. Dostupné z: doi:10.1023/A:1022332822577
- [11] LEE, Kwon-Yeong a Moo KIM. Effect of an interfacial shear stress on steam condensation in the presence of a noncondensable gas in a vertical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* . 2008, 51(21-22), 5333-5343. ISSN 0017-9310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.03.017
- [12] HUNG, Chen-I, Cha'O-Kuang CHEN a Jung-Shun TSAI. Weakly nonlinear stability analysis of condensate film flow down a vertical cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer* . 1996, 39(13), 2821-2829. ISSN 0017-9310. Dostupné z: doi:10.1016/0017-9310(95)00355-X
- [13] LIN, JENN-SEN a CHENG-I WENG. LINEAR STABILITY ANALYSIS OF CONDENSATE FILM FLOWS DOWN A VERTICAL CYLINDER. *Chemical Engineering Communications* . 2007, 57(1-6), 263-276. ISSN 0098-6445. Dostupné z: doi:10.1080/00986448708960489
- [14] ŠORIN, S. N, S.N ŠORIN, Radko HEJZLAR a Rudolf MATHON. *Sdílení tepla*. Vyd. 1. Praha: Bratislava: SNTL - Nakladatelství technické literatury; Nakladatelství ALFA, 1968, 398 s. : il., tabulky, grafy.
- [15] MARSCHALL, E. a C.Y. LEE. Stability of condensate flow down a vertical wall. *International Journal of Heat and Mass Transfer* . 1973, 16(1), 41-48. ISSN 0017-9310. Dostupné z: doi:10.1016/0017-9310(73)90249-4
- [16] VIEROW, K.M. *Behavior of SteameAir Systems Condensing in Cocurrent Vertical Downflow*. Berkeley, 1990. Dizertační práce. University of California.

- [17] KUHN, S.Z., V.E. SCHROCK a P.F. PETERSON. An investigation of condensation from steam–gas mixtures flowing downward inside a vertical tube. *Nuclear Engineering and Design* . 1997, 177(1-3), 53-69. ISSN 0029-5493. Dostupné z: doi:10.1016/S0029-5493(97)00185-4
- [18] TOMAN, Filip, Petr KRACÍK a Jiří POSPÍŠIL. Influence of Tube Diameter and Steam Flow Rate on Heat Transfer in a Vertical Pipe of Condenser: Experimental Investigation of Copper Pipes. *Chemical Engineering Transactions*. 2021, (88), 601-606. Dostupné z: doi:doi.org/10.3303/CET2188100
- [19] KAYS, W., M. CRAWFORD a Bernhard WEIGAND. *Convective heat and mass transfer*. 4th ed. Boston: McGraw-Hill Higher Education, 2005. ISBN 0072468769.
- [20] COLBUM, A.P a O.A HOUGEN. Studies in heat transmission I - measurement of fluid and surface temperatures. *Engineering Chemistry*. 1930, 22(5), 522-524.
- [21] KIM, M.H a M.L CORRADINI. Modeling of condensation heat transfer in a reactor containment. *Nuclear Engineering and Design* . 1990, 118(2), 193-212. ISSN 00295493. Dostupné z: doi:10.1016/0029-5493(90)90057-5
- [22] KAGEYAMA, T., P.F. PETERSON a V.E. SCHROCK. Diffusion layer modeling for condensation in vertical tubes with noncondensable gases. *Nuclear Engineering and Design*. 1993, 141(1-2), 289-302. ISSN 00295493. Dostupné z: doi:10.1016/0029-5493(93)90107-K
- [23] ROHSENOW, W.M, J.P HARTNETT a Y.I CHO. *HANDBOOK OF HEAT TRANSFER*. 3. New york: MCGRAW-HILL, 1973. ISBN 0-07-053555-8.
- [24] VIJAYA KUMAR, G., Liam M.F. CAMMIADE, Stephan KELM, K. ARUL PRAKASH, Eva M. GROß, Hans-Josef ALLELEIN, Reinhold KNEER a Wilko ROHLFS. Implementation of a CFD model for wall condensation in the presence of non-condensable gas mixtures. *Applied Thermal Engineering* . 2021, 187. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2021.116546
- [25] *VDI heat atlas*. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 978-3540778769.
- [26] KRACÍK, Petr. Hodnocení přestupu tepla na skrápěném trubkovém svazku. Brno, 2016, 124 s. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
- [27] SHAH, R. K. a Dušan P. SEKULIĆ. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2003. ISBN 9780471321712.
- [28] PETERSON, P. F. Diffusion Layer Modeling for Condensation With Multicomponent Noncondensable Gases. *Journal of Heat Transfer* . 2000, 122(4), 716-720. ISSN 0022-1481. Dostupné z: doi:10.1115/1.1318215
- [29] DEHBI, A. A GENERALIZED CORRELATION FOR STEAM CONDENSATION RATES IN THE PRESENCE OF AIR-HELIUM MIXTURES. In: Conference: 16th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics. Chicago, 2015.
- [30] BIRD, R. Byron, Warren E. STEWART a Edwin N. LIGHTFOOT. *Transport phenomena*. 2nd, rev. ed. New York: John Wiley and Sons, 2007. ISBN 978-0470115398.
- [31] PERRY, Robert H. a Don W. GREEN. *Perry's chemical engineers' handbook*. 8th ed. New York: McGraw-Hill, 2008. ISBN 9780071422949.
- [32] BENTEBOULA, S. a F. DABBENE. Modeling of wall condensation in the presence of noncondensable light gas. *International Journal of Heat and Mass Transfer* . 2020, 151. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119313
- [33] SMITS, Alexander J. *A physical introduction to fluid mechanics*. New York: John Wiley, 2000. ISBN 0471253499.
- [34] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac., V Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 80-214-2409-5.
- [35] WAYNE, P., S. COOPER, D. SIMONS et al. Dalton's and Amagat's laws fail in gas mixtures with shock propagation. *Science Advances* . 2019, 5(12). ISSN 2375-2548. Dostupné z: doi:10.1126/sciadv.aax4749

ABSTRAKT

Tato práce pojednává o problematice kondenzace vodní páry v přítomnosti vzduchu jako nekondenzujícího plynu se zaměřením na přestup tepla a hmoty uvnitř vertikální trubky. Úvodní část práce je věnována rešeršní analýze dané problematiky. Pozornost je zaměřena na fyzikálně korektní popis dějů na rozhraní plynné fáze a filmu kondenzátu, dále na zahrnutí vlivu přítomnosti nekondenzujících plynů. Na tomto rozboru byly vypracovány vědecké hypotézy. Následně jsou formulovány cíle disertační práce a jsou představeny metody, kterými jsou cíle disertační práce řešeny. V rámci hodnocení dat byl vytvořen analytický model umožňující kvantifikaci přestupu tepla a hmoty pro měřené stavy. Tento model byl užit pro testování variací výpočtových vztahů publikovaných různými autory v odborné literatuře. Matematické řešení je doplněno o realizovaná experimentální měření kondenzačního součinitele přestupu tepla a celkového součinitele přestupu tepla uvnitř trubky při kondenzaci parovzdušné směsi ve vertikálních trubkách tří průměrů, konkrétně 16, 20 a 26 mm. K závěru práce je vybrána nejvhodnější kombinace již publikovaných analytických vztahů a je provedena v rámci zpřesnění její modifikace pomocí regresní analýzy. Na závěr práce je představen zjednodušující matematický popis kondenzačního děje, na jehož základě je provedena bezrozměrná regresní analýza pro popis Nusseltova čísla pro přestup tepla uvnitř trubky jako funkce jiných podobnostních čísel.

ABSTRACT

This thesis deals with the problem of condensation in the presence of non-condensable gases with a focus on heat and mass transfer inside a vertical pipe. The introductory part of the thesis is dedicated to the research analysis of the given issue. The attention is focused on the physically correct description of the events at the interface of the gas phase and the condensate film, as well as on the inclusion of the influence of the presence of non-condensable gases. Scientific hypotheses were developed based on this analysis. Subsequently, the objectives of the dissertation are formulated and the methods by which the objectives of the dissertation are solved, are presented. As part of the data evaluation, an analytical model was created enabling the quantification of heat and mass transfer for the measured conditions. This model was used to test variations of computational relationships published by various authors in the literature. The mathematical solution is supplemented by realized experimental measurements of the condensation coefficient of heat transfer and the total coefficient of heat transfer inside the pipe during the condensation of the steam-gas mixture in vertical pipes of three diameters, namely 16, 20 and 26 mm. At the end of the thesis, the most suitable combination of already published analytical relations is selected and is carried out as part of its refinement, using regression analysis.

ŽIVOTOPIS AUTORA

Jméno, Titul: Filip Toman, Ing.
Datum narození: 15.09.1993
E-mail: Filip.Toman@vutbr.cz

Vzdělání a kvalifikace

- 2018 – nyní** Ph.D., Stroje a zařízení – konstrukční a procesní inženýrství, Odbor energetického inženýrství, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně.
- 2016 – 2018** Ing., Magisterský navazující studijní program: Energetické inženýrství, Fakulta strojního inženýrství, Vysoké učení technické v Brně. Téma diplomové práce: Výpočet tepelné bilance využití latentního tepla spalin pomocí kondenzátoru.
- 2013 – 2016** Bc., Bakalářský studijní program – Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Základy strojního inženýrství. Téma bakalářské práce: Systém na využití odpadního tepla s tepelným čerpadlem.

ZAMĚSTNÁNÍ

- 9/2018 – nyní** Technický pracovník pro VaV, Odbor energetického inženýrství, VUT v Brně
9/2018 – nyní Spolurešitel projektu OP VVV DMS COMSI-Výpočtové simulace pro efektivní nízkoemisní energetiku, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- 4/2016–8/2017** Pracovník vývoje – Akuenergy, Brno

DOVEDNOSTI

- Jazyky: Angličtina: pokročilý (úroveň B2/C1)
Nemčina: začátečník
- IT: LabVIEW, Autocad, Inventor, MS Windows, MS Office, Matlab, ESS, HTRI