VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

VLIV SKLONU VZDUCHEM CHLAZENÉ TRUBKY NA KONDENZACI VODNÍ PÁRY
THE INFLUENCE OF INCLINATION AIR COOLED TUBES IN THE CONDENSATION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Dan Kotas

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. Petr Kracík, Ph.D.

BRNO 2017

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Dan Kotas**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	**Ing. Petr Kracík, Ph.D.**
Akademický rok:	2016/17

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

Vliv sklonu vzduchem chlazené trubky na kondenzaci vodní páry

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vzhledem k omezeným zdrojům vody pro chlazení v energetických celcích jsou nuceny některé společnosti při výstavbě nových bloků místo efektivnějších vodních kondenzátorů používat vzduchem chlazené kondenzátory, které však mají menší měrnou tepelnou účinnost. Kondenzace ve vodorovné a svislé trubce je relativně dobře popsána. Nikoliv však u nakloněných trubek, které jsou nejčastěji používány u vzduchem chlazených kondenzátorů.

Cíle bakalářské práce:

– popis kondenzátorů a jejich zapojení v tepelném schématu,
– návrh matematického modelu pro kondenzaci v nakloněné trubce ochlazované vzduchem,
– návrh experimentálního zařízení pro ověření matematického modelu.

Seznam doporučené literatury:

JÍCHA, M. Přenos tepla a látky. 1. vyd. Brno: CERM, 2001, 160 s. ISBN 80-214-2029-4.

PAVELEK, M. Termomechanika. Vyd. 3. přeprac. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 284 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2409-5.

JIROUŠ, F. Aplikovaný přenos tepla a hmoty. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2010, 207 s. ISBN 978-80-01-04514-5.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá kondenzací vodní páry v nakloněné trubce vzduchem chlazeného kondenzátoru. Cílem práce je popsat jednotlivé typy kondenzátorů včetně jejich zapojení do tepelného schématu. Dalším úkolem je navrhnout matematický model pro kondenzaci páry v nakloněné trubce ochlazované vzduchem. Práce také obsahuje návrh experimentálního zařízení pro ověření výše uvedeného matematického modelu.

Abstract

Bachelor´s thesis deals with condensation in inclined tube in air-cooled condenser. The aim of the thesis is to describe different types of condensers including conections into a heat diagram. The next goal is to design a matematical model of air-cooled condensation of steam in inclined tube. The thesis also includes a design of an experimental setup to verify the mathematical model.

Klíčová slova

kondenzace v nakloněné trubce, součinitel přestupu tepla, experimentální zařízení, matematický model, vzduchem chlazený kondenzátor

Keywords

condensation in inclined tube, heat transfer coefficient, experimental setup, mathematical model, air-cooled condenser

Bibliografická citace

KOTAS, D.: *Vliv sklonu vzduchem chlazené trubky na kondenzaci vodní páry.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 50 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Kracík, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Vliv sklonu vzduchem chlazené trubky na kondenzaci vodní páry* vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce. Použité zdroje jsou uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu referencí.

V Brně dne 26.5.2017

Dan Kotas

Poděkování

Rád bych poděkoval panu Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za odborné vedení a veškerou pomoc při zpracování mé bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině a blízkým za podporu během celého studia.

Dan Kotas

Obsah

Úvod **15**

1 Kondenzátory **16**
1.1 Vzduchem chlazený kondenzátor . . . 16
1.2 Vodou chlazený kondenzátor . . . 17
1.2.1 Průtočné chlazení . . . 17
1.2.2 Recirkulační chlazení . . . 18
1.3 Zapojení kondenzátoru v tepelném schématu . . . 19
1.3.1 Princip chlazení vodou . . . 20
1.3.2 Princip chlazení vzduchem . . . 20
1.4 Podrobný popis ACC (air-cooled condenser) . . . 20
1.4.1 Komponenty . . . 20
1.5 Typy vzduchových kondenzátorů . . . 22

2 Kondenzace v kondenzačních svazcích **24**
2.1 Kondenzace . . . 24
2.2 Kondenzace v nakloněné trubce . . . 25
2.2.1 Typy proudění v trubce . . . 25
2.2.2 Vliv sklonu na proudění . . . 25
2.2.3 Vliv sklonu na kondenzaci . . . 26
2.2.4 Součinitel přestupu tepla v horizontální trubce . . . 27
2.2.5 Součinitel přestupu tepla ve vertikální trubce . . . 29

3 Experimentální zařízení **31**

4 Matematický model **33**
4.1 Vstupní hodnoty . . . 33
4.2 Součinitel přestupu tepla v závislosti na úhlu naklonění . . . 34
4.3 Stanovení součinitele přestupu tepla na straně chladícího média . . . 36
4.3.1 Přestup tepla na vnějším a vnitřním povrchu . . . 37
4.3.2 Vedení tepla válcovou stěnou . . . 37
4.3.3 Součinitel prostupu tepla . . . 38
4.4 Stanovení rychlosti proudění vzduchu . . . 41
4.4.1 Nucená konvence . . . 41
4.5 Kontrola teploty vzduchu za trubkou . . . 42
4.6 Postup vyhodnocení součinitele přestupu tepla na straně páry z měřených veličin . . . 43

Závěr **45**

Reference **46**

Seznam použitých obrázků **49**

Seznam použitých indexů **50**

Úvod

Vzduchem chlazený kondenzátor je typ tepelného výměníku, jenž je využíván pro kondenzaci média (např. vodní pára). Při kondenzaci, která probíhá na povrchu teplosměnných ploch, je teplo odebrané médiu odváděno médiem chladícím, nejčastěji vzduchem či vodou. Horká vodní pára je přiváděna do kondenzačních trubek kondenzátoru, kde dochází k ochlazování (odebírání tepla) páry proudícím vzduchem a následné kondenzaci vodní páry na kondenzát - vodu. Pro co nejintenzivnější chlazení je nutné zajistit velké množství vzduchu, a proto je nejčastěji využíván nucený tah pomocí ventilátoru.

Tyto kondenzátory jsou velmi hojně využívány v energetice, petrochemickém či chemickém průmyslu. V těchto zařízeních slouží především ke zvyšování účinnosti parního cyklu, jelikož vodní pára neodchází nevyužitá do ovzduší, nýbrž je zkondenzována a kondenzát je znovu využit jako napájecí voda v parním kotli. Velice výhodné je využití těchto kondenzátorů v místech s nízkým výskytem vody nebo v místech, kde je přístup ke zdroji chladící vody příliš složitý. Neopomenutelná je také finanční úspora na chladícím médiu, jelikož vzduch, na rozdíl od vody, není zatím zpoplatněn. Avšak vzduchová chlazení nedosahuje zdaleka takové účinnosti, jako chlazení vodou z důvodu výrazně nižšího součinitele přestupu tepla a také z důvodu vyšší teploty vzduchu. Existuje mnoho různých modifikací vzduchem chlazených kondenzátorů. Základní typy kondenzátorů určujeme podle sklonu kondenzačních trubek, které mohou být horizontální, vertikální, A-typu nebo V-typu.

V první kapitole této práce je popsán vzduchem a vodou chlazený kondenzátor, včetně principu jejich fungování a také zapojení v tepelném schématu. Dále je věnována pozornost především vzduchem chlazenému kondenzátoru s rozborem základních součástí a rešerší různých provedení.

Druhá kapitola pojednává o nejrůznějších typech kondenzace vodní páry. Dále jsou v této kapitole popsány typy proudění v potrubí a nejčastěji vyskytující se typy proudění v nakloněné kondenzační trubce. V poslední části této kapitoly jsou uvedeny součinitele přestupu tepla na straně teplejšího média v horizontální a vertikální trubce na základě rešerší vědeckých prací.

Náplní třetí kapitoly je návrh základní koncepce experimentálního zařízení pro kondenzaci vodní páry v nakloněné kondenzační trubce. Připojené schéma tohoto zařízení objasňuje propojení jednotlivých komponent. Následně je popsán průběh experimentu, měřené veličiny a charakteristické veličiny jednotlivých komponent.

Poslední kapitola obsahuje matematický model pro stanovení součinitele přestupu tepla na straně teplejšího média, součinitele přestupu tepla na straně chladnějšího média a rychlost chladiva v závislosti na úhlu naklonění kondenzační trubky a hmotnostním průtoku teplejšího média. Jako poslední je stanoven postup vyhodnocení součinitele přestupu tepla teplejšího média z měřených veličin experimentálního zařízení.

1 Kondenzátory

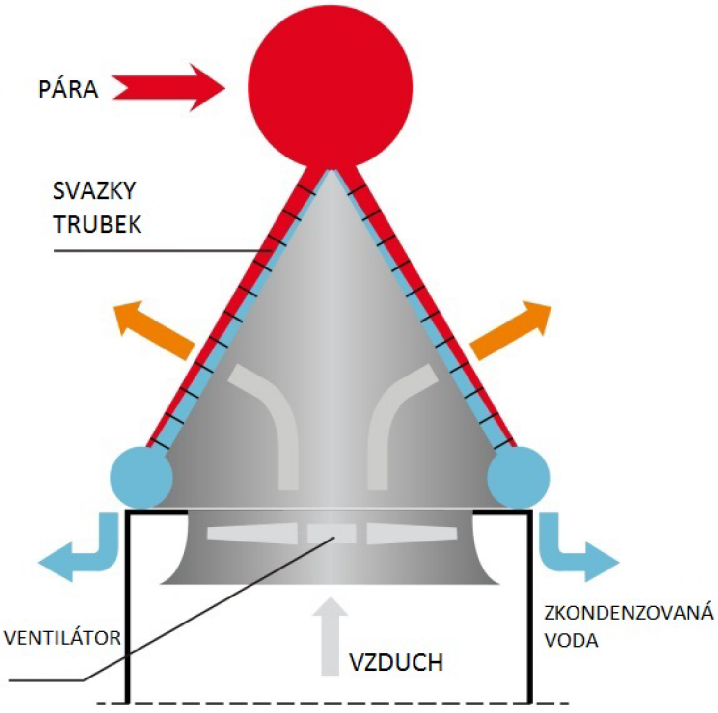
Kondenzátory jsou určitým druhem tepelného výměníku, který je využíván především pro chlazení jednoho média médiem druhým. Mají ohromné využití především v energetice, procesním inženýrství, chemickém průmyslu nebo v elektronice.

Ve velkých energetických celcích jsou obvykle kondenzátory umístěny tak, aby byla možná co nejlehčí doprava vodní páry z turbíny do kondenzačních trubek pro následnou kondenzaci. Vracením zkondenzované vody zpět do oběhu je nejen zvýšena účinnost parního cyklu, ale i finanční úspora a ekologičnost.

Při rozlišování kondenzátorů hraje nejvýznamnější roli typ média pro chlazení. Základními chladícími médii jsou voda, vzduch, ale i olej nebo nemrznoucí směs.

1.1 Vzduchem chlazený kondenzátor

Tento typ kondenzátoru (ilustrativně uveden na obr. 1) využívá k chlazení média vzduch z okolí, který je nejčastěji přiváděn na svazek kondenzačních trubek (tube bundles) nuceným tahem přidaného ventilátoru (fan). Vodní pára (steam) je přiváděna do výměníku pomocí parovodu a následně zkondenzována na vodu (condensed water). Kondenzační trubky jsou nejčastěji vybaveny různým typem žebrování pro zvětšení teplosměnné plochy. Jedná se o takzvaný suchý typ chlazení, jelikož kondenzát nepřichází do kontaktu s chladící médiem. [1]



Obrázek 1: Schéma vzduchem chlazeného kondenzátoru [2]

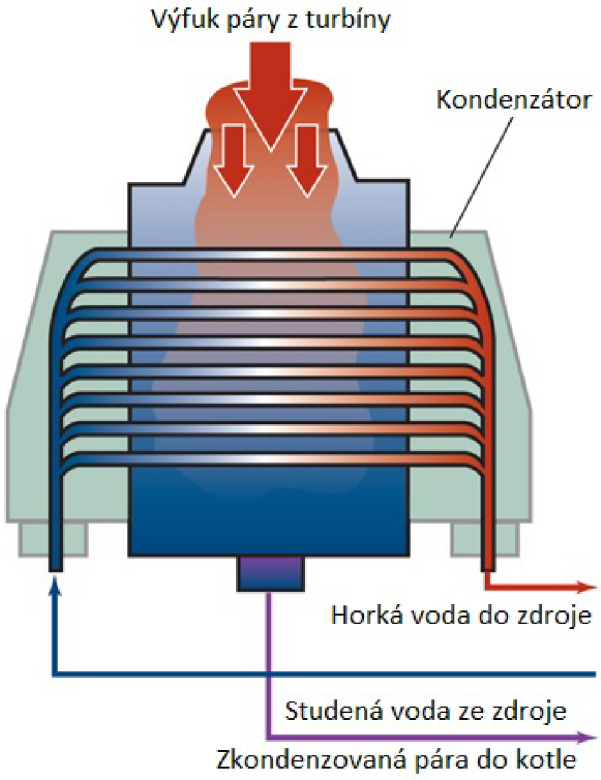
Vzduchem chlazené kondenzátory jsou využívány především v oblastech chudých na zdroje chladící kapaliny či tam, kde je přísun vody z určitých důvodů složitý. [1]

Nevýhodou jsou vysoké pořizovací náklady. Také není příliš efektivní využití těchto kondenzátorů v místech, kde je venkovní teplota dlouhodobě vysoká, protože dochází

ke snižování teplotních rozdílů mezi teplotou horké vodní páry a chladícího média (venkovního vzduchu), čímž se nemůže dosáhnout požadovaného nízkého tlak v kondenzátoru. V neposlední řadě je značnou nevýhodou náchylnost na znečištění prachem či nejrůznější organickou hmotou a následné obtížné čištění. [1]

1.2 Vodou chlazený kondenzátor

Druhým způsobem chlazení a následné kondenzace horkého média je pomocí vodou chlazeného kondenzátoru, který je ilustrativně zobrazen na obr. 2. Vně kondenzátoru je smyčka potrubí, kterým protéká chladící kapalina (cold water from source). Materiálem trubek bývá nejčastěji nerezová ocel, ale také mosaz, slitina niklu a mědi nebo titan. Horká vodní pára (exhaust steam from turbine), jenž je přiváděna do kondenzátoru, proudí přes chladící smyčku, která jí odebírá teplo. Ke kondenzaci páry dochází na vnějším povrchu trubek. Zkondenzovaná pára (condensed steam) je odváděna z kondenzátoru, aby mohla být dále využita v tepelném cyklu. Stálý přívod chladící kapaliny je zaručován čerpadlem, které čerpá chladící kapalinu z chladící věže nebo je řešeno jako průtočné, kdy se voda odebírá z řeky nebo vodní nádrže (např. Lipno). [3]



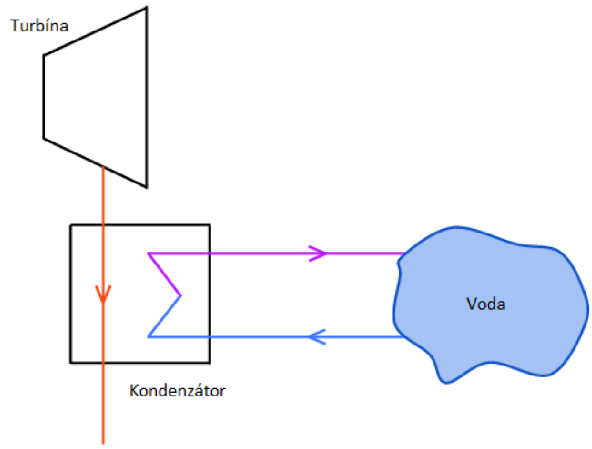
Obrázek 2: Schéma vodou chlazeného kondenzátoru [4]

Existují dva typy vodou chlazeného kondenzátoru, podle způsobu chlazení:

1.2.1 Průtočné chlazení

Při využití tohoto typu chlazení je přídavná (chladící) kapalina přiváděna do kondenzátoru ze zásobníku a po ochlazení páry je odvedena zpět. Takovýmto zdrojem může být oceán, jezero, řeka či nádrž obsahující dostatečné množství chladící kapaliny. Na jednu stranu

je tento způsob chlazení výhodný relativně nízkou pořizovací cenou a vysokou účinností, avšak nevýhodou je možné zpoplatnění vody. [5]

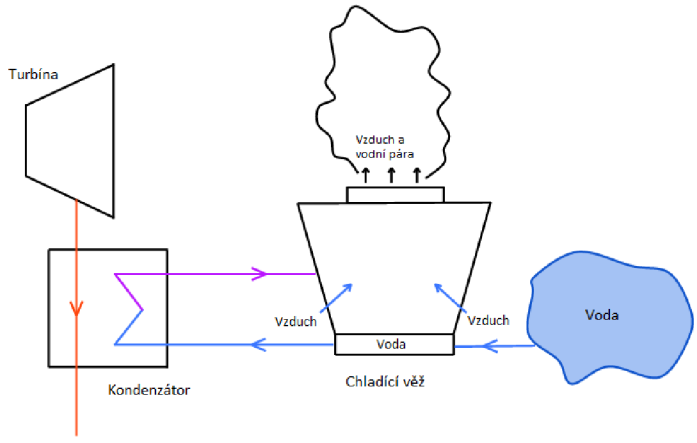


Obrázek 3: Schéma jednorázového chlazení [5]

1.2.2 Recirkulační chlazení

Obvyklejším způsobem chlazení vodou je způsob, kdy je k chlazení využita chladící věž. Stejně jako u průtočného chlazení je odebírána voda z externího zdroje, avšak po ochlazení vodní páry je chladící voda přivedena do chladící věže (cooling tower), kde je její teplota snížena. Po ochlazení je voda vrácena zpět do oběhu.

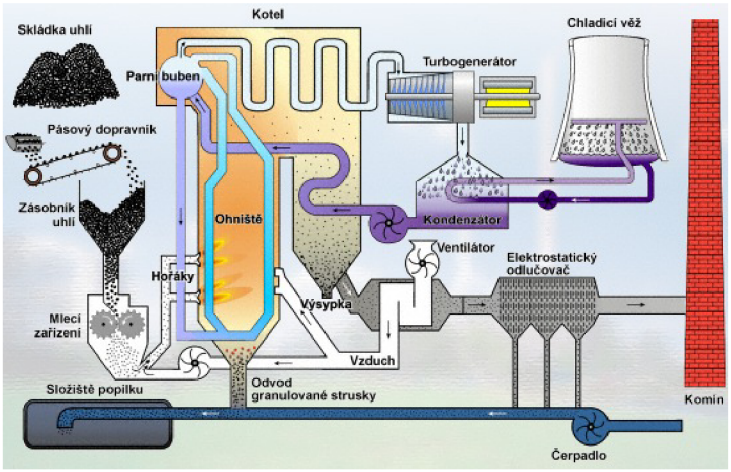
Důvodem častější aplikace tohoto způsobu chlazení je především potřeba menšího množství chladící vody a z toho plynoucí menší finanční náročnost na provoz. Avšak pořizovací cena je poněkud vyšší než u jednorázového chlazení. [5]



Obrázek 4: Schéma recirkulačního chlazení [5]

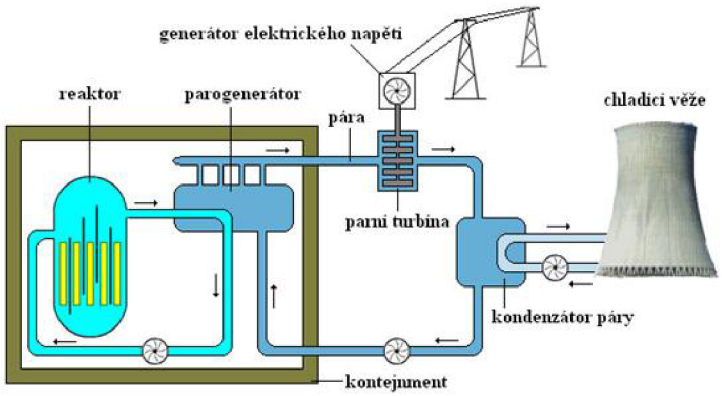
1.3 Zapojení kondenzátoru v tepelném schématu

Všechny moderní tepelné elektrárny (uhelné, jaderné, paroplynové atd.) fungující na Rankin-Clausiově cyklu nebo na jeho modifikaci. Obecně je tepelný cyklus založen na principu spalování paliva, čímž dochází k ohřívání vody na teplotu varu a následnému izobarickému vypařování na mez sytosti. Následným zvýšením teploty se sytá vodní pára mění na přehřátou. Přehřátá pára následně proudí do parní turbíny, kde dochází k její expanzi, čímž je vytvářena technická práce. Na parní turbínu je připojen generátor elektrické energie, jehož rotor roztočí technická práce. Z parní turbíny odchází parovodem tzv. mokrá vodní pára do kondenzátoru, kde dojde k její následné kondenzaci. Zkondenzovaná voda je posléze čerpána zpět do parního kotle odkud proudí do ohniště a celý cyklus je stále opakován.



Obrázek 5: Teplné schéma uhelné elektrárny [6]

Tento princip je obvykle využíván v tepelných nebo jaderných elektrárnách. Na rozdíl od elektráren spalující fosilní paliva, v jaderných elektrárnách je namísto parního kotle jaderný reaktor resp. parogenerátor, ve kterém dochází ke štěpení jaderného paliva (uran nebo plutonium).



Obrázek 6: Tepelné schéma jaderné elektrárny [7]

Využíváním zkondenzované vody dochází k vysoké úspoře na kapalině využívané v parním cyklu. Dále je nutné podotknout, že je zvyšována účinnost parního cyklu, jelikož je kondenzát znovu použit k výrobě přehřáté vodní páry.

1.3.1 Princip chlazení vodou

Pokud se vyskytuje v dosahu tepelné elektrárny zdroj chladící vody, je výhodnější využít funkce vodou chlazeného kondenzátoru, jelikož účinnost tohoto typu chlazení je mnohem vyšší. Nejčastěji je využíván systém recirkulačního chlazení (viz. str. 13), které se také často nazývá tzv. mokré (wet cooling).

1.3.2 Princip chlazení vzduchem

Především s ohledem na ekologii a provozní náklady je častou volbou pro kondenzaci mokré vodní páry v Rankin-Clausiově cyklu využit vzduchem chlazený kondenzátor.

Existuje několik modifikací zapojení vzduchem chlazeného kondenzátoru v tepelném cyklu:

1. **Přímý**
   V tomto případě je využit ke kondenzaci pouze vzduchem chlazená kondenzátor, nejčastěji A-typu s ventilátorem.
2. **Nepřímý**
   Nepřímý vzduchem chlazený kondenzátor využívá kromě samotného kondenzátoru také chladící věž. Kondenzát vzniklý z mokré vodní páry je odváděn do žebrovaných, tenkostěnných trubek chladící věže, kde dojde k ochlazení kondenzátu, jenž je pomocí čerpadla odveden a použit v dalším cyklu.
3. **Hybridní**
   Tento typ vzduchem chlazeného kondenzátoru kombinuje suché chlazení (dry cooling) a mokré chlazení (wet cooling). Skládá se ze dvou hlavních komponent a to vzduchem chlazeného kondenzátoru a chladícího vypařovacího zařízení (vypařovací chladící věž), které mohou tvořit jeden celek nebo být separovány. [8]

Dále se práce bude výhradně zabývat vzduchem chlazenými kondenzátory a kondenzaci teplého média v nich.

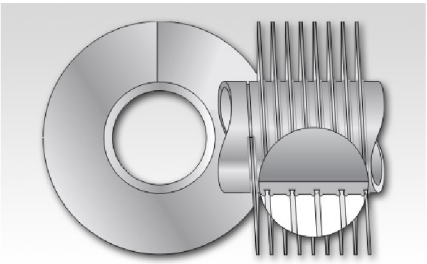
1.4 Podrobný popis ACC (air-cooled condenser)

Téměř všechny komponenty vzduchem chlazených kondenzátorů (ACC) jsou umístěny do ocelové konstrukce, která tvoří jakousi kostru. Z důvodu lepších teplotních podmínek bývá kondenzátor umísťován co nejvýše je to možné. Nejdůležitější prvky, které bezpochyby každý kondenzátor musí obsahovat, jsou: kondenzační trubky, ventilátor, parovod, nádrž na kondenzát a čerpadlo. Dále mohou vylepšovat funkci kondenzátoru další doplňkové komponenty, jako např. žaluzie.

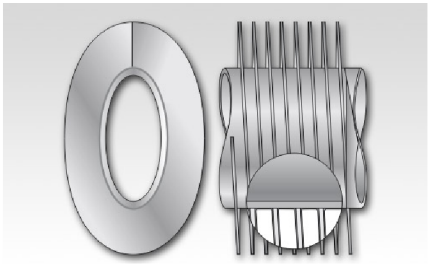
1.4.1 Komponenty

1. **Teplosměnné kondenzační trubky**
   Trubky jsou hlavní komponentou ACC, jelikož právě v nich mokrá pára kondenzuje na kondenzát. Obvyklé jsou trubky s 1 palcovým nebo 1,25 palcovým průměrem. Materiálem, využitým pro výrobu kondenzačních trubek, může být prakticky jakýkoliv druh kovu. Nejčastěji je však využívána měď nebo nerezová ocel. Volba materiálu záleží na podmínkách, ve kterých budou trubky využívány. Potrubí může mít kruhovou nebo elipsovitou geometrii a bývá často opatřena žebrováním, které existuje v několika provedeních. Materiálem žeber může být měď nebo nerezová ocel. Pro teploty vyšší než 400 °C je používána uhlíková ocel.

Trubky s kruhovou geometrií a žebrováním poskytují velkou kontaktní plochu pro přenos tepla. Toto provedení je spíše vhodnější pro nižší teploty. Velkou výhodou je dobrá dostupnost a příznivá cena.
Kondenzační trubky s elipsovitou geometrií vykazují lepší termodynamické vlastnosti a především poskytují větší teplosměnnou plochu. [9]



Obrázek 7: Trubka s kruhovou geometrií [9]



Obrázek 8: Trubka s elipsovitou geometrií [9]

2. **Parovod**
   Hlavním úkolem parovodu je přivést páru z parní turbíny do kondenzátoru a následně do jednotlivých kondenzačních trubek. Je obvykle navržen tak, aby minimalizoval pokles tlaku v potrubí a zvyšoval pracovní účinnost při nižších rychlostech páry. Přívodní parní potrubí je vždy opatřeno tryskami, aby bylo zaručeno jednodušší přemostění spojů. Ve spodní části potrubí se nachází odtokové kanálky, kterými je odváděn kondenzát, zkondenzovaný před kondenzačními trubkami, do hlavní nádrže pomocí odtokových čerpadel. [2]
3. **Ventilátor**
   Jak již bylo zmíněno, k efektivnímu chlazení páry v kondenzátoru je potřeba zajistit konstantní přívod co největšího množství chladícího média. Nucený tah je zaručen ventilátorem, který je poháněn nejčastěji asynchronním elektromotorem s převodovkou pro regulaci rychlosti. Z důvodu lehkosti a snadného zpracování je laminát nejčastěji používaným materiálem pro výrobu lopatek ventilátoru. Speciální profil lopatek, vytvářející vysoký zdvih, ale nízký tah, zaručuje rovnoměrný přívod vzduchu na svazek kondenzačních trubek. Nejčastěji bývá celý ventilátor umístěn ve ventilátorovém prstenci, který má tvar zvonu. [2]
4. **Nádrž na kondenzát**
   Nádrž na kondenzát se obvykle nachází ve spodní části kondenzátoru a slouží ke shromažďování kondenzátu. Kondenzát, vycházející ze spodní části svazku trubek, se shromažďuje v záhlaví kondenzátoru, odkud pomocí gravitace odchází do nádrže. Nádrž je umístěna pod kondenzátorem tak, aby byla zajištěna dostatečná sací schopnost hlavního čerpadla, který vrací kondenzát zpět do kotle. [2]

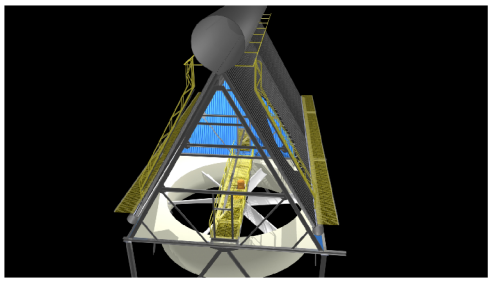
Obrázek 9: Nádrž na kondenzát[2]

Obrázek 10: Stavba kondenzátoru[2]

1.5 Typy vzduchových kondenzátorů

A-typ

Je nejvíce využívaný typ kondenzátoru, kdy jsou svazky kondenzačních trubek vzájemně nakloněny až o 60°. Využívány jsou především v elektrárnách. Díky tvaru písmene A tvoří teplosměnné trubky velkou zastavěnou plochu, na rozdíl od horizontálního kondenzátoru. Ventilátor je umístěn pod kondenzačními trubkami a vzduch je přiváděn nuceným tahem. Díky tomuto uspořádání můžou být chlazena média o vysokých teplotách.



Obrázek 11: 3D model A-kondenzátoru[2]

V-typ

Jak již název napovídá, V-kondenzátor má svazky kondenzačních trubek uspořádány do tvaru písmene V, nad kterými se nachází ventilátor. Působením tohoto ventilátoru je zaručena funkce tzv. protiproudého kondenzátoru, jelikož je využit tzv. sací tah. Výhodou tohoto uspořádání je lepší distribuce chladícího média. Avšak při vysokých teplotách chlazeného média bývají tepelně ovlivněny součásti ventilátoru (ložiska atd.), což způsobuje značné problémy při provozu. Často je tento kondenzátor využíván pro menší zařízení.

Obrázek 12: V-typ[10]

Horizontální

Horizontální vzduchem chlazený kondenzátor má žebrované svazky kondenzačních trubek situovány vodorovně. Pro lepší distribuci vzduchu jsou na sebe jednotlivé svazky navrstveny šachovnicově (do trojúhelníku). Může být využito sacího nebo nuceného tahu. Doplňkovou komponentou mohou být žaluzie, kterými je možno regulovat směr proudění ohřátého vzduchu.

Obrázek 13: Horizontální kondenzátor[11]

Vertikální

Vertikální kondenzátor je velice podobný horizontálnímu, avšak má svazky kondenzačních trubek natočené o 90° do svislé polohy. Vertikální uspořádání je vhodnější pro menší zařízení, především jej najdeme v klimatizačních jednotkách.

Obrázek 14: Vertikální kondenzátor[12]

Čtvercový

Čtvercový kondenzátor obsahuje dva proti sobě vertikálně stojící kondenzační trubkové svazky, nad kterými je umístěn ventilátor. Tato konfigurace je velice kompaktní a bývá využívána především v uzavřených chladících okruzích.

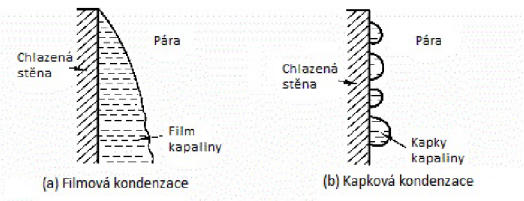
2 Kondenzace v kondenzačních svazcích

2.1 Kondenzace

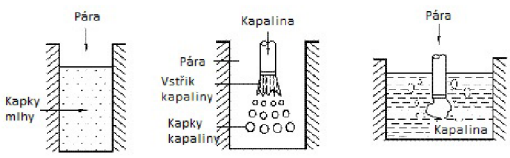
Kondenzace je děj, při kterém dochází k přeměně látky ze skupenství plynného do skupenství kapalného. Aby ke kondenzaci došlo, je nutné mokré páře v kondenzátoru odebrat tzv. výparné teplo (teplo potřebné ke změně skupenství) pomocí chladícího média. Celý děj je v ideálním případě za konstantního tlaku a teploty, čili izobaricko-izotermický.

Kondenzaci je možné dělit do několika kategorií, podle geometrie kondenzátoru, místa kondenzace kondenzujícího média nebo podle typu kondenzujícího média.[13]

1. **Podle geometrie pláště**
   - **Horizontální**
   - **Vertikální**
   - **Nakloněná**
2. **Podle místa kondenzace**
   - **Uvnitř trubek**
   - **Vně trubek**
3. **Podle typu kondenzace**
   - **Filmová**
     Často také nazývaná "blánová"je nejtypičtější typ kondenzace, ke které dochází v kondenzátoru. Nejčastěji vzniká, pokud je kondenzátem smáčivá kapalina, která na ochlazovaném povrchu (rovinná deska, vnitřní strana trubky) vytvoří tenkou souvislou vrstvu (film, blánu). Působením gravitační síly a smykového napětí tato vrstva stéká s neměnnou tloušťkou. [14]
   - **Homogenní**
     K tomuto typu kondenzace dochází uvnitř objemu samotné páry, kdy dochází ke snížení teploty nebo tlaku páry. Vznikají tzv. nukleační zárodky. [14]
   - **Kapková**
     Kapky vznikají při ochlazování nesmáčivého povrchu. Gravitačním působením a smykovým napětím se jednotlivé kapky začnou pohybovat a následným shromažďováním zvětšovat. [14]
   - **Přímý kontakt**
     Obdobným případem homogenní kondenzace je kondenzace přímým kontaktem. Principem je přímé vstřikování kapek nebo mlhy chladícího média do prostoru, jehož objem je zaplněn párou. Obvyklá je aplikace této metody ve směšovacích kondenzátorech. Výhodou tohoto typu kondenzace je vysoký součinitel přestupu tepla. [14]



Obrázek 15: a) Filmová b) Kapková [15]



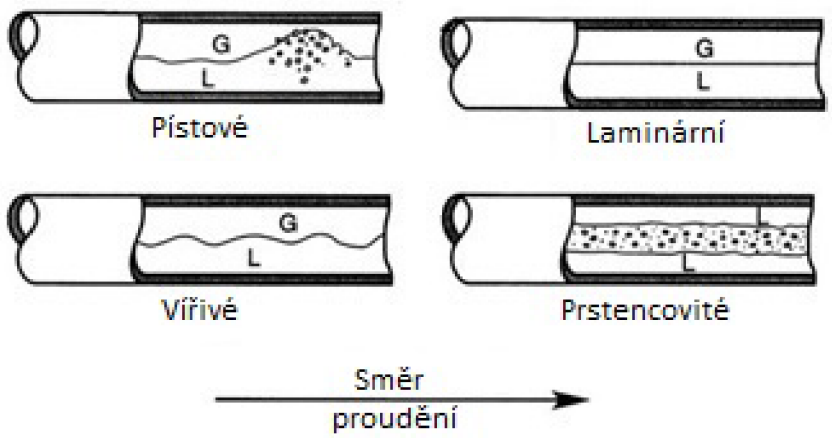
Obrázek 16: Homogenní [15]

2.2 Kondenzace v nakloněné trubce

2.2.1 Typy proudění v trubce

Při kondenzaci mokré páry v kondenzačních trubkách hraje velkou roli typ proudění, kterým kondenzát proudí napříč trubkou. Existuje několik různých typů proudění.

1. **Laminární proudění (stratified flow)**
   Tento typ proudění se vyznačuje odděleným prouděním plynné a kapalné fáze, přičemž se kapalná fáze usazuje na spodní části trubky a její hladina může sahat až do jedné čtvrtiny poloměru trubky. [16]
2. **Prstencovité proudění (annular flow)**
   Při tomto typu proudění se kondenzát rozprostře po celém povrchu stěny trubky, přičemž pára proudí středem. Je zřejmé, že působením gravitační síly má vrstva kondenzátu největší tloušťku na spodní části trubky. [16]
3. **Pístové proudění (slug flow)**
   Toto proudění má charakter vlny a skládá se ze dvou sekvencí. První jsou malé vzduchové bublinky vytvořené v kapalině a druhou sekvencí jsou pomalu se pohybující podlouhlé bubliny plynu, které se šíří přiléhajíce povrchu. Tito "slugs"jsou hnáni pomocí okolní kapaliny, která má podstatně vyšší rychlost. Četnost výskytu tohoto jevu je závislá na průtočných podmínkách.[16]
4. **Vířivé proudění (wavy flow)**
   Vířivé proudění je specifické pro proudění vertikální trubkou. Silná vrstva kapaliny teče vždy u stěny trubky, přičemž vlny s různou délkou a amplitudou se vyskytují na rozhraní kapalné a plynné fáze. [16]

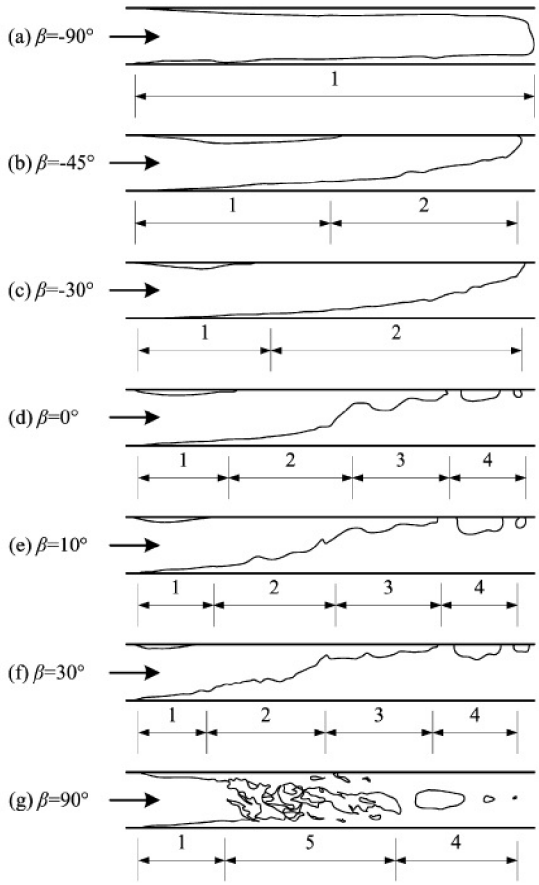


Obrázek 17: Typy proudění v trubce [17]

2.2.2 Vliv sklonu na proudění

Autoři Lips a Mayer popisují ve svém článku [18] vliv sklonu trubky na typ proudění. Na základě kapitoly 3.3 lze při pohledu na obr. 19 určit, jaké proudění nastává při určitém náklonu trubky.

Oblast označená číslem 1 vyznačuje prstencové proudění, číslo 2 označuje laminární proudění, číslo 3 označuje částečný pístový tok, číslo 4 označuje pístový tok a číslo 5 označuje vířivé proudění. [18]



Obrázek 18: Vliv náklonu na proudění[18]

Lze předpokládat, že při úhlu sklonu 60° směrem dolů nastává prstencové proudění a ve spodní části trubky laminární tok.

Autoři tohoto článku také popisují, že není ucelen postup pro predikci chování dvoufázového proudění a je zapotřebí důkladnějšího výzkumu .[18]

2.2.3 Vliv sklonu na kondenzaci

Autoři článku [18] ve své rešeršní studii, která se zabývá kondenzací v nakloněné trubce při proudění dvoufázovém, pojednávají především o závislostech úhlu naklonění na typu proudění, ale také mezi úhlem naklonění, poklesem tlaku a součinitelem přestupu tepla. [18]

Jejich studie lze rozdělit na dvě části. V první části je pojednáváno o vztahu mezi úhlem naklonění, typem proudění a součinitelem přestupu tepla. Lze konstatovat, že typ proudění je vysoce závislý na náklonu pro malý hmotnostní tok nebo špatné výparné podmínky. Naopak za vysokého hmotnostního toku a dobrých výparných podmínkách nastává konstantní prstencový tok (annular flow), nezávisle na úhlu náklonu.[19]

Druhá část je zaměřena na vztah mezi úhlem naklonění a poklesem tlaku. Experimentální výsledky jsou porovnány s teoretickými poznatky v dostupné literatuře. [20]

V další práci se autoři Lips a Meyer zabývali návrhem laminárním prouděním pro konvenční kondenzaci v nakloněné trubce. Soustředili se na nalezení ideálního úhlu náklonu tak, aby byl co největší součinitel přestupu tepla pro laminární proudění. Na základě tohoto experimentu určili optimální úhel naklonění, pro klesající tok, 45°. [21]

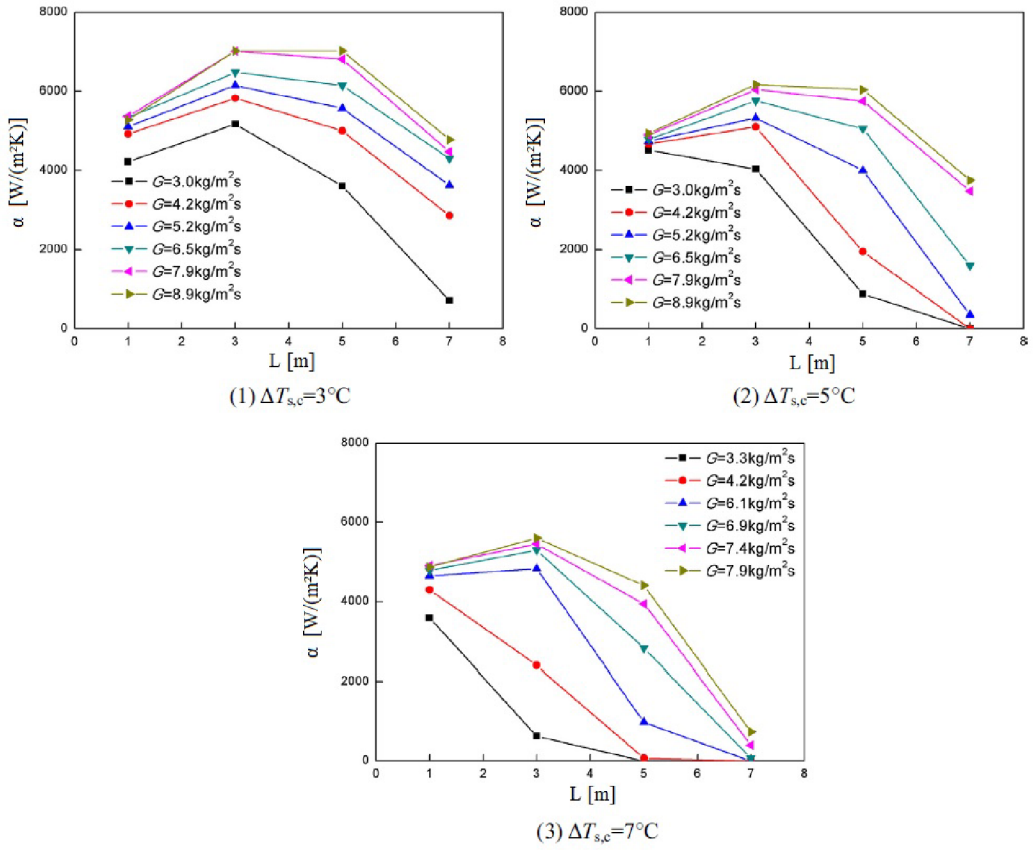
Úhel naklonění v rozmezí -90° až 90° studoval M. Akhavan-Behabadi ve své vědecké práci, která se zabývá kondenzací u trubek s mikrožebry při různých úhlech naklonění. Podle této studie je součinitel přestupu tepla značně závislý na úhlu naklonění, který ovlivňují malé rychlosti proudění a špatné vlastnosti páry. [22]

2.2.4 Součinitel přestupu tepla v horizontální trubce

Kondenzací v horizontální trubce se zabývali Y. Wang, X. Mu a S. Shen ve své vědecké studii [23]. V této práci se věnovali především přenosu tepla při kondenzaci páry v horizontálně nakloněné trubce. Neméně pozornosti také věnovali součiniteli přestupu tepla.

Experiment byl prováděn v kondenzační trubce o celkové délce 8m, která byla rozdělena do čtyř identických sekcí. Vnitřní část trubky o průměru 18mm byla vyrobena z hliníku a vnější, ocelová část, měla průměr 35mm. Teplota sytosti páry se pohybovala od 50°C do 70°C, při tlaku od 12 335 Pa do 31 160 Pa. I když byla rychlost páry vstupující do trubky vysoká, kvůli její nízké hustotě dosahoval hmotnostní tok vztažený na plochu průřezu maximální hodnoty pouze 11 $kg/(m^2s)$. Při chlazení páry chladícím médiem byly vybrány 3 referenční hodnoty - 3, 5 a 7 °C - vyjadřující rozdíl mezi výstupními teplotami chladícího a chlazeného média, tzv. nedohřev.[23]

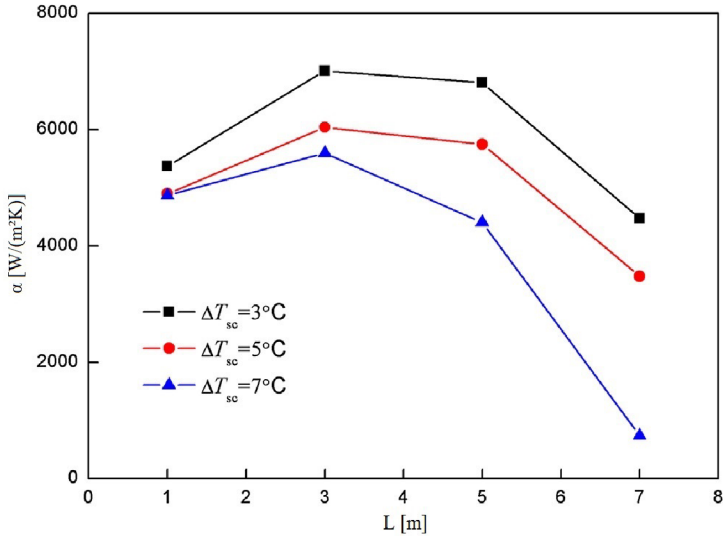
Při provádění experimentu a následném vyhodnocení naměřených dat byly vytvořeny grafy závislostí součinitele přestupu tepla na nejrůznějších parametrech. [23]



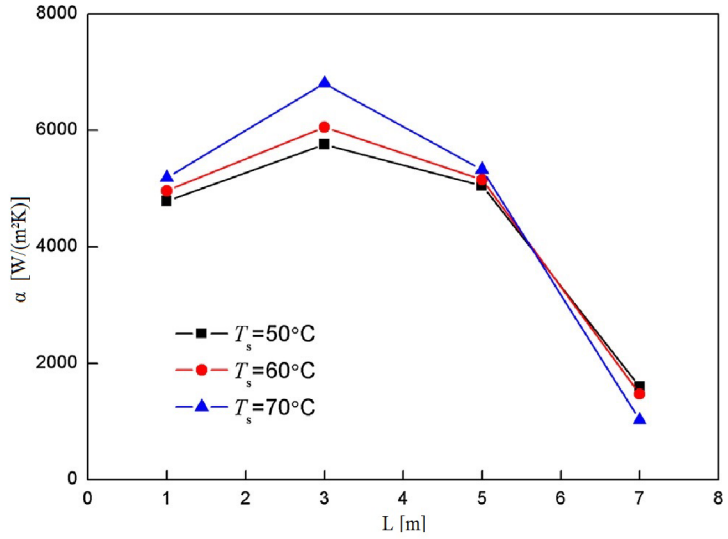
Graf 1: Vliv hm. toku na α pro jednotlivé teplotní diference[23]

Obrázek 20 zobrazuje vliv délky potrubí a hmotnostního toku na součinitel přestupu tepla. Jednotlivé grafy jsou rozděleny podle teplotní diference výstupních teplot. Například v prvním zkušebním úseku je součinitel přestupu tepla 5108 W/m^2K při hmotnostním průtoku 5,2 $kg/(m^2s)$ v grafu pro teplotní diferenci 3°C. V druhé testované části dojde k navýšení hodnoty α na 6147 W/m^2K a v poslední části klesne na 3624 W/m^2K. Nejvyšších hodnot nabývá součinitel α v druhém měřeném úseku pro teplotní diferenci 3°C a hmotnostní tok 8,9 $kg/(m^2s)$, kdy se hodnota součinitele přestupu tepla pohybuje okolo 7000 W/m^2K. [23]

Autoři také v obr. 21. hodnotí vliv teplotního rozdílu na součiniteli přestupu tepla při konstantním teplotním průtoku 7,9 $kg/(m^2s)$. Nejvyšší hodnoty pro jednotlivé diference jsou sestupně 7013, 6043 a 5598 W/m^2K , přičemž teplotní diference 3°C zaznamenává hodnotu nejvyšší. [23]



Graf 2: Vliv teplotní diference na součinitel přestupu tepla [23]



Graf 3: Vliv teploty sytosti páry na součinitel přestupu tepla [23]

Na výše uvedeném obrázku 22 je zobrazeno, jak závisí součinitel α na teplotě páry při konstantním hmotnostním průtoku 6,6 $kg/(m^2s)$ a teplotním rozdílu 5 °C. Autoři se shodují, že čím je teplota sytosti páry vyšší, tím je nižší viskozita kondenzující kapaliny, což má za následek zrychlení vrstvičky kondenzátu, který proudí z vrchní části trubky do spodní. Také dochází k redukci tloušťky této vrstvičky. Vyšší teplota sytosti také zlepšuje teplotní vodivost v páře a kapalině. [23]

Naopak, s rostoucí teplotou sytosti se zvyšuje hustota páry, což má za následek snížení rychlosti páry při stejném hmotnostní průtoku. [23]

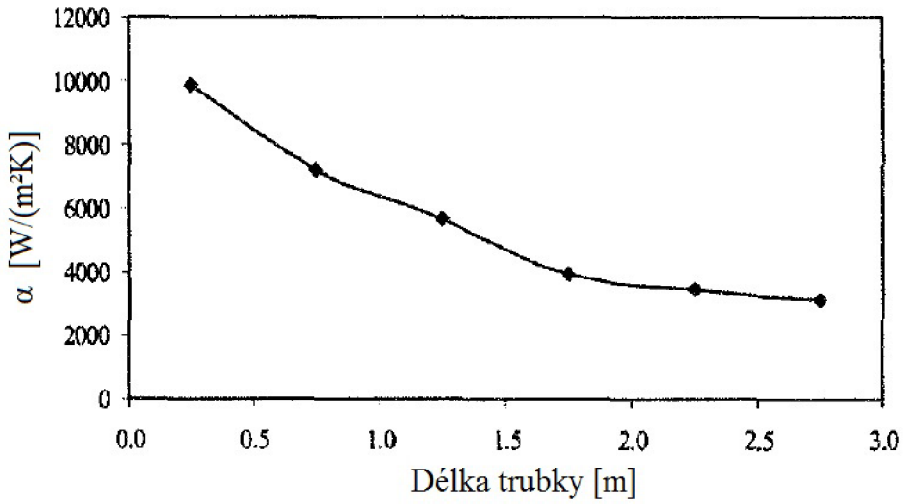
Ve výše uvedené analýze je prokázáno, že pokles rychlosti proudění páry způsobuje snížení přenosu tepla konvencí mezi párou a vrstvou kapaliny. Hlavním odporem při tomto přenosu tepla je odpor vyvolaný vedením tepla ve vrstvě kapaliny. Zvyšující se teplotou sytosti páry hodnota součinitele prostupu tepla roste. [23]

2.2.5 Součinitel přestupu tepla ve vertikální trubce

Součinitel přestupu tepla podrobně zkoumali S.B. A1-Shammari, D.R. Webb a P. Heggs ve své práci [24], jejímž hlavním tématem je kondenzace vodní páry ve vertikální trubce.

Experiment sestával ze 3 metry dlouhé, obousměrné měděné trubky o vnitřním průměru 28,25 mm. Do této trubky proudila pára o tlaku v rozmezí 16-22 kPa a hmotnostním průtoku 5.22-8.49 kg/h. Vstupní teplota páry dosahovala hodnot 56.6-63.18 °C a z potrubí vycházela pára o teplotě v rozmezí 55.68-62.12 °C. [24]

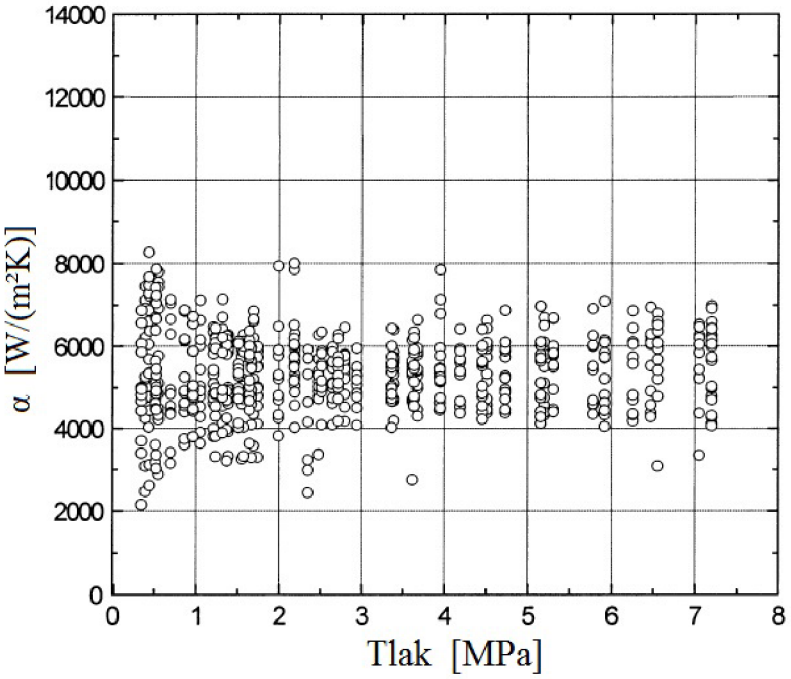
Na obrázku 23 je možné pozorovat vliv délky potrubí na hodnotu součinitele přestupu tepla na straně páry, jehož hodnoty se pohybují v rozmezí od od 3500 do 10000 W/m^2K. Směrem ke spodní části trubice nastává pokles součinitele α. Tento pokles je způsoben tím, že vrstvička kondenzátu vzniká v horní části trubky a následně se hromadí ve spodní části, což způsobuje zvyšování odporu vůči přenosu tepla. [26]



Graf 4: Závislost součinitele přestupu tepla na délce trubky [24]

Kondenzací ve vertikální trubce se také zabývali S. J. Kim a H. Ch. No. Jejich experimentální studie [25] spočívala ve zkoumání přenosu tepla při kondenzaci ve vertikální trubce o velkém průměru za vysokého tlaku. Experiment byl prováděn pomocí páry o tlaku až 7,5 MPa, která kondenzovala v trubce kondenzátoru o vnitřním průměru 46 mm.

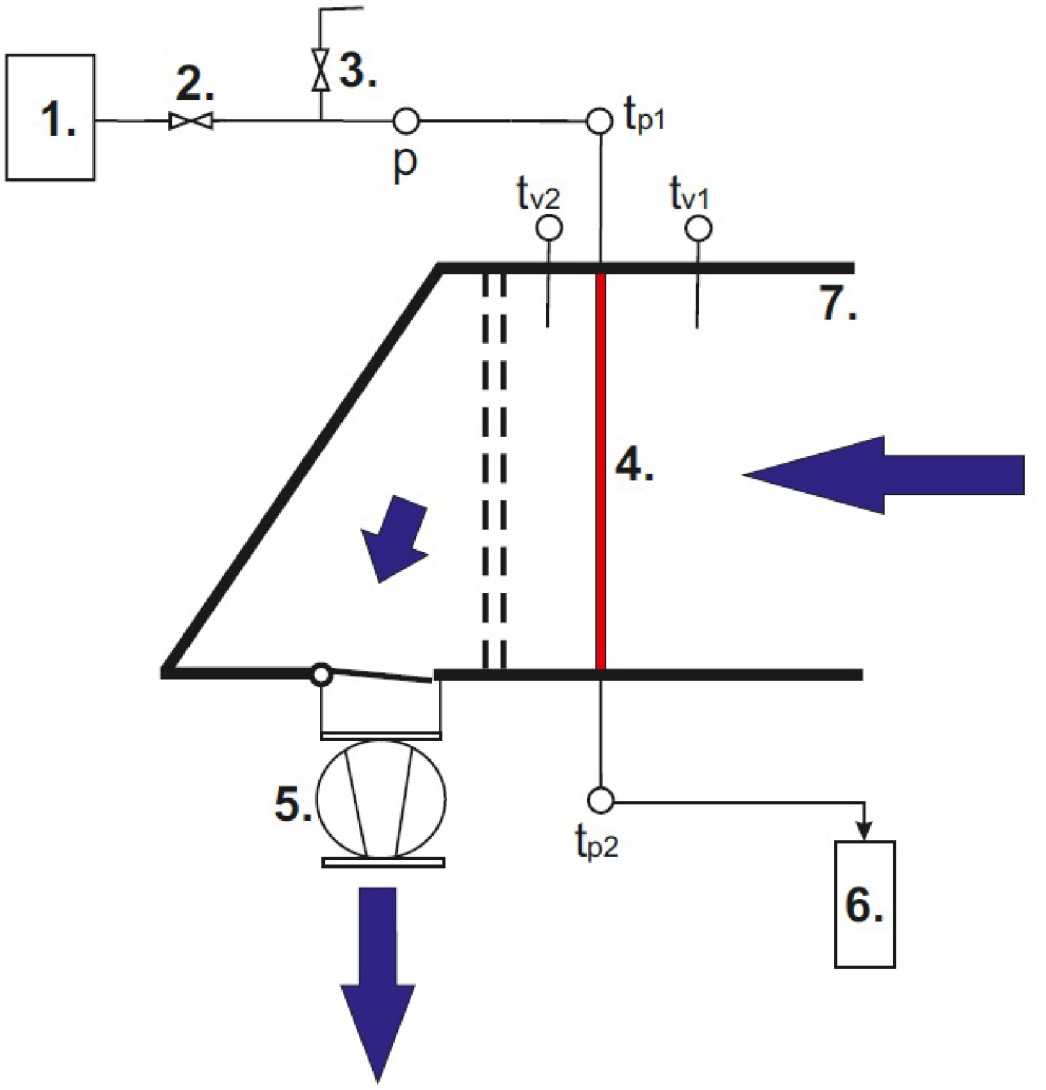
Při hodnocení naměřených hodnot byla stanovena závislost mezi součinitelem přestupu tepla a provozním tlakem, který nabýval hodnot od 0,3 -7,5 MPa. Z obrázku 24 je možné zjistit, že hodnoty součinitele přestupu tepla jsou v rozmezí 4000-8000 W/m^2K, bez ohledu na velikost tlaku. [25]



Graf 5: Graf závislosti součinitele přestupu tepla na tlaku [25]

3 Experimentální zařízení

V teto kapitole je na obrázku 19 navržena základní koncepce experimentálního zařízení, na kterém bude testována kondenzace vodní páry proudící v trubce ochlazované vzduchem. Pro navržené experimentální zařízení je v další kapitole vytvořen matematický model, který po zprovoznění zařízení bude ověřován.



Obrázek 19: Schéma experimentálního zařízení

V současné době je v laboratořích OEI k dispozici elektrický vyvíječ páry výrobce Nekl s.r.o - typ BM 52, který produkuje páru o určité sytosti, tlaku a teplotě. Poslední dva zmíněné parametry jsou měřeny pomocí senzorů, umístěných na přívodním potrubí. Vyvíječ je schopen produkce páry až 27kg/h při maximálním provozním tlaku 6 barů. Napájení probíhá při napětí 400V, proudu 30A, frekvenci 50Hz a jeho výkon je 19kW. Vyvíječ také disponuje bojlerem na vodu, jehož objem je 25l.

Následně je sytá pára vpuštěna do měděné kondenzační trubky o vnějším průměru 12mm a tloušťce 1mm, kterou je možno naklonit z vodorovné polohy do polohy svislé, resp. od 0° do 90°.

Při zkondenzování páry kondenzát odtéká do odměrného válce, kde je měřen jeho objem. Z tohoto objemu je následně možné dopočítat objemový průtok páry v závislosti na čase. Dalším měřeným parametrem je teplota kondenzátu vystupujícího z trubky, přičemž je uvažována kondenzace jako děj izobaricko-izotermický, tj. výstupní teplota kondenzátu je schodná s teplotou vstupní.

Ochlazování páry probíhá pomocí chladícího vzduchu, který proudí tunelem konstantní rychlostí po výšce trubky. Senzory je měřena teplota vzduchu před trubku a za trubkou. Proudění vzduchu je nucenou konvekcí, která je zaručena ventilátorem o průměru 80mm, který je umístěn na spodní části tunelu. Pro experiment je zvolen typ ventilátoru, který pracuje při maximálním objemovém průtoku vzduchu $\dot{V}_{ven} = 0,06\ m^3/s$. Již zmíněný tunel pro proudění vzduchu bude mít výšku rovnu 1m, šířka 0,3m a hloubku 0,3m. Z toho vyplývá, že plocha, kterou proudí vzduch, je rovna $S_{tu} = 0,3\ m^2$.

Experimentální zařízení je také vybaveno škrtícím (redukčním) ventilem, kterým je možné regulovat tlak, resp. průtok páry z vyvíječe. Za tímto ventilem je připojeno přívodní potrubí, kterým proudí přídavná voda pro schlazování páry (zástřik). I toto potrubí je vybavené kulovým kohoutem, kterým je možné kontrolovat množství proudící vody.

4 Matematický model

Tato kapitola obsahuje postup stanovení hodnot veličin na základě vstupních parametrů, jejichž hodnoty budou následně experimentálním zařízením ověřovány.

4.1 Vstupní hodnoty

Mezi vstupní parametry patří rozměry kondenzační měděné trubky, resp. její vnější průměr, vnitřní průměr a délka. Rozmezí úhlu naklonění kondenzační trubky bylo uvažováno z vodorovné do svislé polohy. Dále byl znám hmotnostní průtok páry, protékající kondenzační trubkou. Průtok vzduchu byl dán charakteristikou ventilátoru pomocí objemového průtoku.

Tabulka 1: Vstupní parametry výpočtu

Veličina	**Hodnota**	**Jednotka**
$\boldsymbol{\varphi}$ - úhel naklonění trubky	0-90	°
$\dot{\mathbf{m}}_{\mathbf{p}}$ - hmotnostní průtok páry	1,8-18	kg/h
$\mathbf{d_2}$ - vnější průměr trubky	0,012	m
$\mathbf{d_1}$ - vnitřní průměr trubky	0,01	m
$\mathbf{L}$ - délka experimentální části	1	m
$\dot{\mathbf{V}}_{\mathbf{ven}}$ - objemový průtok vzduchu ventilátorem	0,06	m^3/s
$\boldsymbol{\lambda_{Cu}}$ - tepelná vodivost mědi [26]	377	$W/(m \cdot K)$
$\mathbf{S_{tu}}$ - průtočná plocha tunelu	0,3	m^2

Jak již bylo zmíněno, ochlazování páry probíhá pomocí chladícího vzduchu, který proudí přívodním tunelem pomocí nuceného tahu ventilátoru. Jako vstupní parametr byla uvažována teplota vzduchu 20 °C při atmosferickém tlaku. Jednotlivé parametry vzduchu byly určeny podle programu CoolProp pro zadanou teplotu a tlak.

Tabulka 2: Vlastnosti vzduchu podle CoolProp [27]

Veličina	**Hodnota**	**Jednotka**
$\boldsymbol{t}$ - teplota	**20**	$°C$
$\boldsymbol{p}$ - tlak	**101325**	Pa
w - rychlost zvuku	343,3	m/s
ρ - hustota	1,204575	kg/m^3
i - měrná entalpie	419404,9	J/kg
s - měrná entropie	3863,472	$J/(kg \cdot K)$
c_p - měrná tepelná kapacita (p = konst.)	1006,144	$J/(kg \cdot K)$
c_v - měrná tepelná kapacita (V = konst.)	717,6655	$J/(kg \cdot K)$
η - dynamická viskozita	1,82E-05	$Pa.s$
ν - kinematická viskozita	1,51E-05	m^2/s
λ - tepelná vodivost	0,025874	$W/(m \cdot K)$
a - teplotová vodivost	2,13E-05	m^2/s
Pr - Prandltovo číslo	0,707956	-

Dalšími vstupní parametry byly parametry páry, vystupující z vyvíječe, odvozené pomocí programu Xsteam, přičemž je zvolen saturační tlak páry 5 barů a suchost $x = 0{,}9$,

jakožto předpokládané maximum, při kterém bude probíhat experimentální činnost. Na základě těchto vstupních parametrů jsou určeny veškeré vlastnosti páry, které jsou dále využity ve výpočtech.

Tabulka 3: Vstupní vlastnosti páry podle Xsteam [28]

Veličina	**Hodnota**	**Jednotka**
$\mathbf{p_{sat}}$ - saturační tlak	**5**	bar
$\boldsymbol{x}$ - suchost	**0,9**	**-**
t_{sat} - saturační teplota	151,8	$°C$
i - měrná entalpie	2537,3	kJ/kg
s - měrná entropie	6,3246	$kJ/(kg \cdot K)$
kapalná fáze x=0		
v_k - měrný objem	0,001093	m^3/kg
ρ_k - hustota	915,3	kg/m^3
s_k - měrná entropie	1,8606	$kJ/(kg \cdot K)$
i_k - měrná entalpie	640,2	kJ/kg
η_k - dynamická viskozita	0,000180058	$Pa.s$
λ_k - tepelná vodivost	0,684	$W/(m \cdot K)$
cp_k - měrná tepelná kapacita (p = konst.)	4,315	$kJ/(kg \cdot K)$
Pr_k - Prandltovo číslo	1,14	-
plynná fáze x=1		
v_{pl} - měrný objem	0,374804442	m^3/kg
ρ_{pl} - hustota	2,668	kg/m^3
s_{pl} - měrná entropie	6,8206	$kJ/(kg \cdot K)$
i_{pl} - měrná entalpie	2748,107615	kJ/kg
η_{pl} - dynamická viskozita	1,40549E-05	$Pa.s$

4.2 Součinitel přestupu tepla v závislosti na úhlu naklonění

Pro určení součinitele přestupu tepla v závislosti na úhlu naklonění trubky byl odvozen ucelený postup autory Akhavan-Behabadi a Esmailpour, kteří jej ve své experimentální studii [29] publikovali. Tématem této studie je kondenzace chladiva R-134a v lehce vlnité trubce. Autoři vytvořili vztah založený na experimentálních výsledcích, který předpovídá součinitel přestupu tepla v závislosti na suchosti páry, hmotnostním toku a především na úhlu naklonění kondenzační trubky. Díky zavedenému Lockhard-Martinelliho parametru je tento postup možný použít pro jakékoliv médium.

Výsledky postupu jsou vztahovány pro jeden bod, jehož vstupními parametry jsou : teplota páry t_p = 151,8 °C při saturačním tlaku p_{sat} = 5 bar, suchost páry x = 0,9 [-], hmotnostní průtok páry $\dot{m}_p$ = 0,0005 kg/s (1,8 kg/h) a úhel nakloněné trubky $\varphi = 0°$, čili trubka je uvažována ve vodorovné poloze.

Celkový vztah je definován jako

$$Nu = 3,97 \cdot 10^{-3} \cdot Re_k^{1,02} \cdot F_\varphi^{0,11} \cdot \left(\frac{Pr_k}{X_{tt}}\right)^{0,92} \quad [-] \quad (4.1)$$

kde Nu udává hodnotu Nusseltova čísla podle

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda_k} \qquad [-] \quad (4.2)$$

přičemž α vyjadřuje součinitel přestupu tepla na straně páry, λ_k je součinitel teplotní vodivosti pro kapalnou fázi a D $[m]$ je charakteristický rozměr, který odpovídá vnitřnímu průměru trubky d_1.

Dále je definováno Reynoldsovo číslo pro kapalnou fázi páryRe_k jako

$$Re_k = \frac{G \cdot D \cdot (1-x)}{\eta_k} = \frac{6,4 \cdot 0,01 \cdot (1-0,9)}{0,1801 \cdot 10^{-4}} = 35,36 \qquad [-] \quad (4.3)$$

kde G $[kg/(m^2 \cdot s)]$ je hmotnostní průtok vztažený vypočtený jako

$$G = \frac{\dot{m}}{S_{tr}} = \frac{\dot{m} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{0,0005 \cdot 4}{\pi \cdot 0,01^2} = 6,4 \qquad [\mathrm{kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}}] \quad (4.4)$$

Dalším důležitým podobnostním číslem je Prandltovo číslo pro kapalnou fázi páry Pr_k jejíž hodnota je určena pomocí programu Xsteam jako funkce saturačního tlaku a entalpie kapalné fáze

$$Pr_k = f(t_{sat}, i_k) = 1,14 \quad (4.5)$$

Následně je také definován Lockhard-Martinelli parametr X_{tt} jako

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_{pl}}{\rho_k}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\eta_k}{\eta_{pl}}\right)^{0,1} \quad (4.6)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-0,9}{0,9}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{2,7}{915,3}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{1,81 \cdot 10^{-4}}{1,51 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,1} = 9,644 \cdot 10^{-3} \quad [-] \quad (4.7)$$

Jako poslední jsou definovány dva tvary funkce F_φ , jejíž velikost je závislá na suchosti páry x a úhlu naklonění φ [°].

$$F_\varphi = 1 + 0,25 \cdot (1+x)^{0,6} \cdot \sin(\varphi) \qquad pro \quad x \leq 0,7 \quad (4.8)$$

$$F_\varphi = 1 - 0,6 \cdot x^{0,97} \cdot \cos(\varphi - 10°) \qquad pro \quad x > 0,7 \quad (4.9)$$

Pro zadanou suchost je vhodné vybrat rovnici (4.9) a po dosazení je F_φ rovna

$$F_\varphi = 1 - 0,6 \cdot 0,9^{0,97} \cdot \cos(0° - 10°) = 0,467 \qquad [-] \quad (4.10)$$

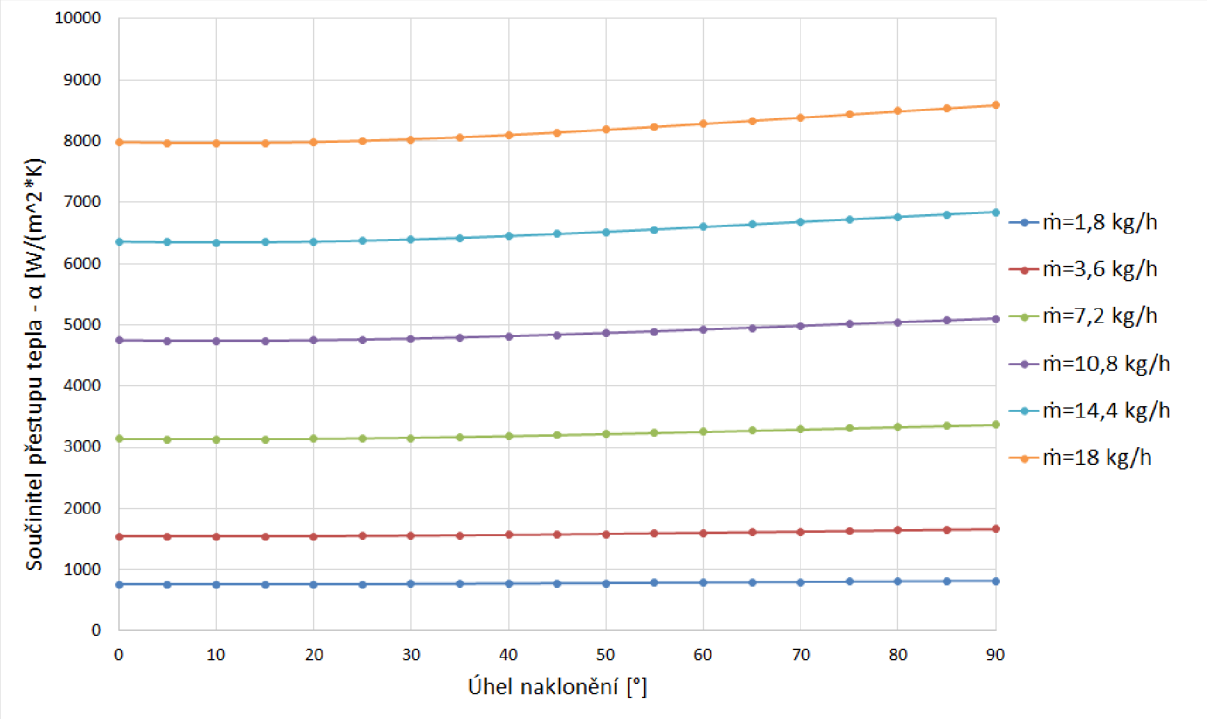
Porovnáním rovnic (4.1) a (4.2) je možné vyjádřit součinitel přestupu tepla na straně páry a následně jako

$$\alpha_p = \frac{\lambda_k}{D} \cdot 3,97 \cdot 10^{-3} \cdot Re_k^{1,02} \cdot F_\varphi^{0,11} \cdot \left(\frac{Pr_k}{X_{tt}}\right)^{0,92} \quad (4.11)$$

$$\alpha_p = \frac{0,684}{0,01} \cdot 3,97 \cdot 10^{-3} \cdot 35,36^{1,02} \cdot 0,467^{0,11} \cdot \left(\frac{1,14}{9,644 \cdot 10^{-3}}\right)^{0,92} \quad (4.12)$$

$$\boldsymbol{\alpha_p = 762,5} \qquad [\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}] \quad (4.13)$$

Pomocí výpočtu v Excelu byl tento postup pro výpočet zopakován pro 114 hodnot součinitele přestupu tepla pro jednotlivé hmotnostní toky páry v závislosti na úhlu naklonění od 0° do 90°. Výsledná závislost je zobrazena v grafu 6. Hodnoty součinitele páry se pohybují od 762,5 až po hodnoty 8589,1 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Dále je také vidět, že s rostoucím hmotnostním průtokem páry a zvyšujícím se úhlem naklonění strměji rostou hodnoty součinitele přestupu tepla na straně páry.

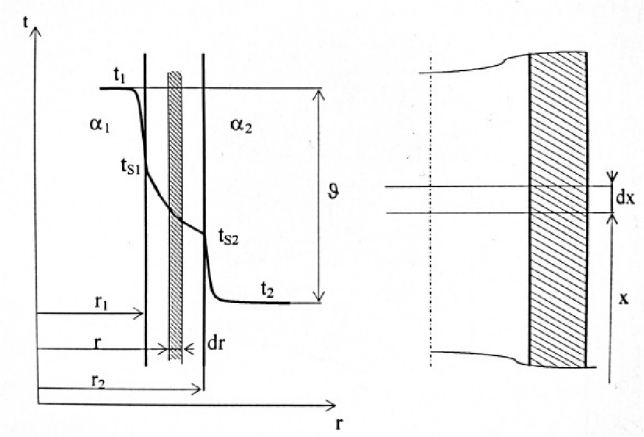


Graf 6: Závislost součinitele přestupu tepla na straně páry na úhlu naklonění

4.3 Stanovení součinitele přestupu tepla na straně chladícího média

V této kapitole je odvozen postup pro stanovení součinitele přestupu tepla tepla na straně chladícího média, které slouží pro ochlazování páry proudící kondenzační trubkou. Vstupní teplota chladícího média je uvažována $t_{v1} = 20°C$, přičemž je v prvním kroku odhadnuto ohřátí chladícího média na teplotu $t_{v2} = 21°C$, která je následně iteračne zpřesňována. Dosazené hodnoty do výpočtu jsou pro součinitel přestupu tepla na straně páry, který má hodnotu $\alpha_p = 762{,}5\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ při průtoku páry $\dot{m}_p = 0{,}0005$ kg/s (1,8 kg/h) a teplotě páry $t_p = 151{,}8$ °C. Dále je uvažována kondenzace v jedné trubce $n = 1$ a experimentální části trubky $L = 1$m.

Přenos tepla ve výměníku, o počtu n trubek a délce L, probíhá z teplejšího média do média chladnějšího. Teplo přechází z teplejšího média konvencí do vnitřní stěny trubky podle Newtonova zákona, následně vedením stěnou trubky podle Fourierova zákona a konvekcí od vnější stěny trubky do chladnějšího média opět podle Newtonova zákona. Následující odvození součinitele prostupu tepla je řešeno na základě zdrojů [13] a [30].



Obrázek 20: Přenos tepla stěnou trubky [17]

4.3.1 Přestup tepla na vnějším a vnitřním povrchu

Při proudění horké vodní páry kondenzační trubkou, dochází k jejímu vnějšímu ochlazování pomocí chladícího média. Přenos tepla z teplejšího média vnitřnímu povrchu trubky a z chladícího média vnějšímu povrchu trubky se děje pomocí konvence, která je popsána Newtonovým ochlazovacím zákonem

$$d\dot{Q} = dS \cdot \alpha_i \cdot (t_i - t_{Si}) \qquad [\mathrm{W}] \quad (4.14)$$

Při dosazení známých parametru je získán vztah

$$d\dot{Q}_S = n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot dx \cdot \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{S1}) \qquad [\mathrm{W}] \quad (4.15)$$

kde α_1 $[W \cdot m^{-1}K^{-1}]$ je součinitel přestupu tepla na straně kondenzující páry, r_1 $[m]$ značí vnitřní poloměr potrubí t_1 $[°C]$ teplotu kondenzující páry a t_{S1} $[°C]$ teplotu stěny potrubí na kondenzující páry. Stejně tak lze pomocí Newtonova zákona vyjádřit přestup tepla na vnitřní straně ze stěny do ochlazovacího média

$$d\dot{Q}_S = n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot dx \cdot \alpha_2 \cdot (t_{S2} - t_2) \qquad [\mathrm{W}] \quad (4.16)$$

přičemž α_2 $[W \cdot m^{-1}K^{-1}]$ je součinitel přestupu tepla na straně chladnějšího média, r_2 $[m]$ značí vnější poloměr potrubí t_2 $[°C]$ teplotu chladnějšího média a t_{S2} $[°C]$ teplotu vnější stěny potrubí.

4.3.2 Vedení tepla válcovou stěnou

Přenos tepla kondenzační trubkou probíhá tzv. vedením. Tento přenos je obecně definována Fourieovým zákonem

$$d\dot{Q} = -dS \cdot \lambda_S \cdot \frac{dt}{dx} \qquad [\mathrm{W}] \quad (4.17)$$

kde d$\dot{Q}$ je změna tepelného toku. Konstanta úměrnosti λ_S je veličina, která vyjadřuje schopnost tepelné vodivosti materiálu. V tomto případě není do výpočtu započítáno vedení tepla filmem kondenzátu. Záporné znaménko je ve vzorci z toho důvodu, aby byl dodržen 2. zákon termodynamiky, tzn. teplo proudí z místa o teplotě vyšší do místa o teplotě nižší.

Při určování tepelného toku válcovou stěnou je předpokládáno, že uvnitř trubky existuje zdroj energie, který má podle Fourierova zákona tvar

$$d\dot{Q}_S = -\lambda_S \cdot n \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dx \cdot \frac{dt}{dr} \quad [\mathrm{W}] \quad (4.18)$$

kde λ_S $[W \cdot m^{-1}K^{-1}]$ je součinitel tepelné vodivosti stěny trubky.

Po následném zintegrování v rozmezí teplot t_{S1} (na vnitřním povrchu trubky) až t_{S2} (na vnějším povrchu trubky) a v mezích od vnitřního po vnější poloměr

$$d\dot{Q}_S \int_{r_2}^{r_1} \frac{dr}{r} = -\lambda_S \cdot 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot \int_{t_{S2}}^{t_{S1}} dt \quad [\mathrm{W}] \quad (4.19)$$

je získána rovnice ve tvaru

$$d\dot{Q}_S \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} = \lambda_S \cdot 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot (t_{S1} - t_{S2}) \quad [\mathrm{W}] \quad (4.20)$$

4.3.3 Součinitel prostupu tepla

Při určování prostupu tepla kondenzační trubkou je základním parametrem součinitel prostupu tepla, který je odvozen úpravou rovnic (4.15), (4.16) a (4.20) následujícím způsobem

$$d\dot{Q}_S \cdot \frac{1}{\lambda_S} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} = n \cdot 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot (t_{S1} - t_{S2}) \quad [\mathrm{W}] \quad (4.21)$$

$$d\dot{Q}_S \cdot \frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} = n \cdot 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot (t_1 - t_{S1}) \quad [\mathrm{W}] \quad (4.22)$$

$$d\dot{Q}_S \cdot \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2} = n \cdot 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot (t_{S2} - t_2) \quad [\mathrm{W}] \quad (4.23)$$

Po následném sečtení pravých a levých stran rovnic

$$d\dot{Q}_S \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda_S} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2}\right) = n \cdot 2 \cdot \pi \cdot dx \cdot (t_1 - t_2) \quad (4.24)$$

a při označení součinitele prostupu tepla vztaženého na délku

$$k_L = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda_S} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot r_2}} \quad [\mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}] \quad (4.25)$$

je

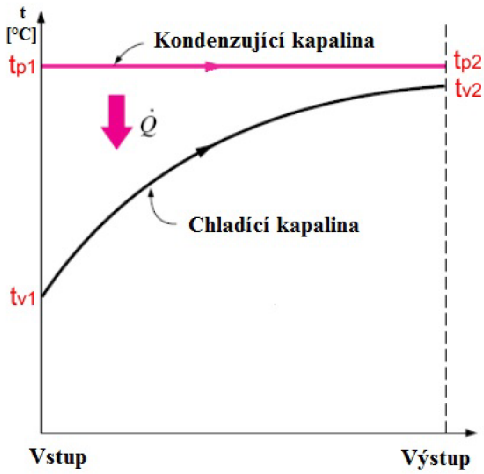
$$d\dot{Q}_S = k_L \cdot n \cdot dx \cdot (t_1 - t_2) \quad [\mathrm{W}] \quad (4.26)$$

Dalším zintegrováním vztahu (4.26) vychází vztah pro celkový tepelný tok závislý na délce potrubí L

$$\dot{Q}_S = k_L \cdot n \cdot L \cdot (t_1 - t_2) \quad [\mathrm{W}] \quad (4.27)$$

Při výpočtu tepelného toku je využito rovnice (4.27), avšak je nutné nahradit rozdíl teplot středním teplotním rozdílem, jelikož se jedná o tepelný výměník. Je potřeba podotknout, že iteračně zpřesněná hodnota chladícího média za trubkou pro uvedenou hodnotu α_p má hodnotu $t_{ch2} = 23{,}13$ C°.

$$\Delta T_S = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(151,8 - 20) - (151,8 - 23,13)}{\ln \frac{(151,8-20)}{(151,8-23,13)}} = 130,3 \quad [°\mathrm{C}] \quad (4.28)$$



Obrázek 21: Výměna tepla v kondenzátoru [31]

kde Δt_1 je rozdíl vstupních teplot páry a vzduchu a Δt_2 je rozdíl výstupních teplo těchto médií, viz. obr. 21.

Po dosazení do rovnice (4.27) vyplývá vztah pro tepelný tok

$$\dot{Q}_S = k_L \cdot n \cdot L \cdot \Delta T_S \qquad [\mathrm{W}] \quad (4.29)$$

Podle prvního typu 1. TDZ je celkový tepelný tok v kondenzátoru za konstantního tlaku $dp = 0$ roven tepelnému toku teplejšího média (pára), tedy

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_p \cdot (i_{p_1} - i_{p_2}) \qquad [\mathrm{W}] \quad (4.30)$$

kde $\dot{m}_p$ je hmotnostní průtok páry, i_{p_1} je entalpie páry na vstupu do kondenzační trubky při zadaném tlaku a sytosti, i_{p_2} je entalpie páry při výstupu z kondenzační trubky. Entalpie na výstupu z kondenzační trubky je považována za entalpii kapalné fáze páry, jelikož je předpokládané úplné zkondenzovaní.

Při předpokladu, že $\dot{Q}_p = \dot{Q}_S$ vyplývá

$$\dot{m}_p \cdot (i_{p_1} - i_{p_2}) = k_L \cdot n \cdot L \cdot \Delta T_S \quad (4.31)$$

odkud je možné jednoduše vyjádřit součinitel prostupu tepla jako

$$k_L = \frac{\dot{m}_p \cdot (i_{p_1} - i_{p_2})}{n \cdot L \cdot \Delta T_S} \qquad [\mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}] \quad (4.32)$$

$$k_L = \frac{0,0005 \cdot (2537,3 - 640,2)}{1 \cdot 1 \cdot 130,3} = 7,282 \ [\mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}] \quad (4.33)$$

K vyjádření součinitele přestupu tepla na straně chladícího média je nutné využít obecné rovnice pro pro výpočet součinitele prostupu tepla (4.25) a nahradit veličiny veličinami zadanými

$$k_L = \frac{2 \cdot \pi}{\frac{1}{\alpha_p \cdot r_1} + \frac{1}{\lambda_{Cu}} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_{ch} \cdot r_2}} \qquad [\mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}] \quad (4.34)$$

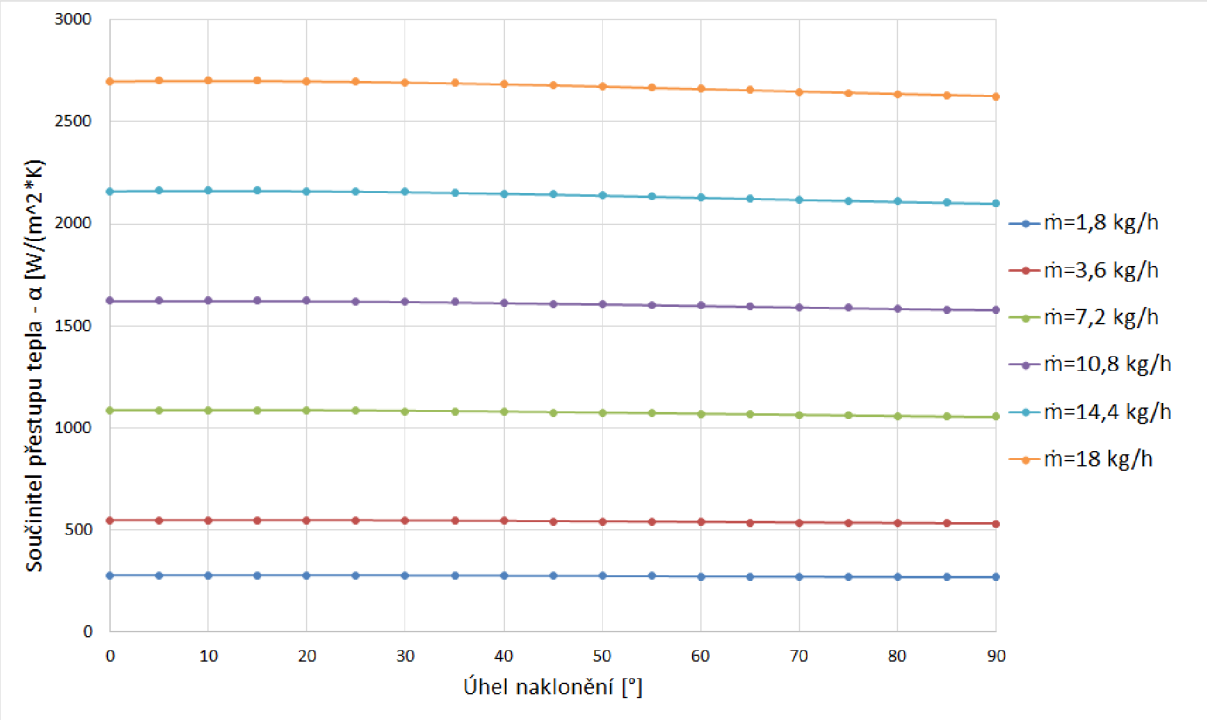
pro vyjádřená součinitele přestupu tepla na straně vzduchu α_{ch} je možné rovnici upravit do následujícího tvaru

$$\alpha_{ch} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \left[\frac{1}{k_L} - \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \alpha_p \cdot r_1} - \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{Cu}} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} \right]} \quad [\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}] \quad (4.35)$$

$$\alpha_{ch} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0,006 \cdot \left[\frac{1}{7,282} - \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 762,5 \cdot 0,005} - \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 377} \cdot \ln \frac{0,006}{0,005} \right]} \quad (4.36)$$

$$\boldsymbol{\alpha_{ch} = 277,7} \quad [\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}] \quad (4.37)$$

Pomocí výpočtu v Excelu byl tento postup pro výpočet zopakován pro 114 hodnot součinitele přestupu tepla chladícího média v závislosti na součiniteli přestupu tepla na straně páry, vypočteném v závislosti na hmotnostním toku páry a úhlu naklonění kondenzační trubky.



Graf 7: Závislost součinitele přestupu tepla chladícího média na úhlu naklonění

Z grafu 7 je zřejmé, že hodnoty součinitele přestupu tepla na straně chladícího média dosahují hodnot přibližně v rozmezí od 269,6 po 2701,9 W/m^2K, přičemž je jasně vidět, že čím je hmotnostní průtok páry větší, tím jsou i hodnoty α_{ch} vyšší. S rostoucím úhlem naklonění hodnoty α_{ch} nepatrně klesají, přičemž největší pokles hodnot je zaznamenán pro hmotnostní průtok $\dot{m} = 18\ kg/h$, tj. při nejvyšším průtoku.

4.4 Stanovení rychlosti proudění vzduchu

V této podkapitole je stanoven postup pro určení rychlosti proudění vzduchu, jako chladícího média, na základě hodnoty obecného součinitele přestupu tepla na straně chladícího média při nucené konvenci. Dosazené hodnoty odpovídají stavu vzduchu při atmosferickém tlaku a vstupní teplotě $t_{v1} = 20°\mathrm{C}$, přičemž je dosazena hodnota součinitele přestupu tepla α_{ch}= 277,7 W/m^2K, jenž byl vypočten pro specifické parametry v předešlé kapitole.

4.4.1 Nucená konvence

Při určování součinitele přestupu tepla na straně vzduchu vycházíme z teorie podobnostních čísel. Jedním z nejzákladnějších podobnostní čísel, využívaných pro určení součinitele přestupu tepla, je Nusseltovo číslo

$$Nu = \frac{\alpha_{ch} \cdot D}{\lambda_v} = \frac{277,7 \cdot 0,006}{0,026} = 128,8 \qquad [\text{-}] \quad (4.38)$$

kde α_{ch} $[W/m^2K]$ je součinitel přestupu tepla na straně chladícího média, D $[m]$ je charakteristický rozměr, což odpovídá vnějšímu průměru trubky d_2, kolem které proudí vzduch. Posledním parametrem je λ_v $[W/mK]$, který označuje tepelnou vodivost vzduchu.

Dalším podobnostním číslem je číslo Reynoldsovo

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} \qquad [\text{-}] \quad (4.39)$$

kde ν $[m^2 \cdot s^{-1}]$ označuje kinematickou viskozitu vzduchu , w $[m \cdot s^{-1}]$ vyznačuje rychlost proudění a L $[m]$ je charakteristický rozměr, který z pohledu proudění vzduchu v ochlazovacím tunelu odpovídá délce trubky (výška tunelu), jelikož lze trubku považovat za stěnu.

Neméně důležitým podobnostním číslem je pak číslo Prandltovo

$$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{1,821 \cdot 10^{-5}}{2,202 \cdot 10^{-5}} = 0,708 \qquad [\text{-}] \quad (4.40)$$

kde a $[m^2 \cdot s^{-1}]$ vyznačuje teplotovou vodivost.

Důležitým vztahem je také závislost mezi výše uvedenými podobnostními čísly

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \qquad [\text{-}] \quad (4.41)$$

kde konstanty $C = 0,023$, $m = 0,8$ a $n = 0,3$ pro případ ochlazování média v trubce. Po dosazení a následné algebraické úpravě je možné vyjádřit vztah pro určení součinitele přestupu tepla na straně vzduchu při nucené konvenci.

$$Nu = 0,023 \cdot \left(\frac{w \cdot D}{\nu}\right)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,3} \qquad [\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}] \quad (4.42)$$

Následným vyjádřením rychlosti je získán vztah

$$w = \sqrt[0,8]{\frac{Nu}{0,023 \cdot (Pr)^{0,3}}} \cdot \frac{\nu}{L} \qquad [\mathrm{m \cdot s^{-1}}] \quad (4.43)$$

$$w = \sqrt[0,8]{\frac{128,8}{0,023 \cdot (0,708)^{0,3}}} \cdot \frac{1,821 \cdot 10^{-5}}{1} = \mathbf{0,83} \qquad [\mathrm{m \cdot s^{-1}}] \quad (4.44)$$

Tabulka 4: Rychlost proudění vzduchu v závislosti na hm. toku páry a úhlu naklonění

$\boldsymbol{\varphi}$	0	15	30	45	60	75	90	°
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{1,8[kg/h]}$	0,83	0,83	0,83	0,83	0,82	0,81	0,80	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{3,6[kg/h]}$	1,95	1,95	1,94	1,93	1,91	1,89	1,88	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{7,2[kg/h]}$	4,58	4,58	4,57	4,53	4,49	4,45	4,43	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{10,8[kg/h]}$	7,57	7,58	7,55	7,50	7,43	7,37	7,31	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{14,4[kg/h]}$	10,83	10,84	10,80	10,73	10,64	10,54	10,46	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{18[kg/h]}$	14,31	14,32	14,27	14,17	14,05	13,93	13,81	$m^2 \cdot s^{-1}$

Pomocí programu Excel byly dopočítány, stejně jako v předešlých případech, hodnoty pro všech 114 bodů. V tabulce 4 jsou zahrnuty některé tyto body pro referenční úhly $0°, 15°, 30°, 45°, 60°, 75°, 90°$ a hmotnostní průtoky páry od $1,8 - 18\ kg/s$.

Hodnoty rychlostí jsou vyšší s rostoucím hmotnostním průtokem páry, přičemž nejmenších rychlostí kolem $w = 0{,}8\ m/s$ dosahuje vzduch při průtoku páry $\dot{m}_p = 1{,}8 kg/s$ a největších hodnot okolo $w = 14{,}3\ m/s$ pro průtok páry $\dot{m}_p = 18 kg/s$. S měnícím se úhlem naklonění se hodnoty rychlostí pro jednotlivé průtoky páry mění relativně nepatrně.

Z vypočtených hodnot je možné ověřit vhodnost ventilátoru spočtením maximální rychlosti proudění vzduchu jako

$$w_{max} = \frac{\dot{V}_{ven}}{S_{tu}} = \frac{0,06}{0,3} = 0,2 \qquad \text{[m/s]} \quad (4.45)$$

Při porovnání maximální rychlosti danou ventilátorem a nejnižší hodnotou vypočtenou platí $w_{max} < w$. Z této nerovnosti je zřejmé, že stávající ventilátor v laboratořích OEI je pro experiment nevhodný.

4.5 Kontrola teploty vzduchu za trubkou

Kontrola teploty ohřátého vzduchu za trubkou slouží k iteračnímu zpřesnění původní odhadované hodnoty. V kapitole 4.3 byla odhadnuta teplota vzduchu za kondenzační trubkou $t_{v2} = 21°C$ při vstupní teplotě vzduchu $t_{v1} = 20°C$.

Po vypočtení těchto hodnot na základě předchozích výpočtů jsou iteračně zpřesněné hodnoty dosazeny do předchozích výpočtů, a tím dojde ke zpřesnění celého výpočtu.

Dosazení hodnot do vzorce je pro rychlost proudění vzduchu $w = 0,83\ m/s$, hmotnostní průtok páry $\dot{m}_p = 0,0005\ kg/s$ $(1,8\ kg/h)$.

Při ochlazování páry vzduchem v kondenzační trubce je teplo předané párou vzduchu rovno teplu páře vzduchem odebraného a tedy

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_v \qquad \text{[W]} \quad (4.46)$$

tedy podle 1.TDZ

$$\dot{m}_p \cdot (i_{p1} - i_{p2}) = c_{p_v} \cdot \dot{m}_v \cdot (t_{v2} - t_{v1}) \qquad \text{[W]} \quad (4.47)$$

Odkud lze vyjádřit teplotu vzduchu za trubkou jako

$$t_{v2} = \frac{\dot{m}_p \cdot (i_{p1} - i_{p2})}{c_{p_v} \cdot \dot{m}_v} + t_{v1} \qquad \text{[°C]} \quad (4.48)$$

kde

$$\dot{m}_v = \rho_v \cdot w \cdot S_{tu} \qquad [\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}] \quad (4.49)$$

kde S_{tu} je požadovaná plocha proudícího tunelu dána součinem výšky a šířky tunelu a je rovna $S_{tu} = 0{,}3\ m^2/s$. Po dosazení vychází vztah pro teplotu t_{v2}

$$t_{v2} = \frac{\dot{m}_p \cdot (i_{p1} - i_{p2})}{c_{p_v} \cdot \rho_v \cdot w \cdot S_{tu}} + t_{v1} \qquad [°\mathrm{C}] \quad (4.50)$$

$$t_{v2} = \frac{0,0005 \cdot (2537,3 - 640,2) \cdot 1000}{1006,1 \cdot 1,205 \cdot 0,83 \cdot 0,3} + 20 = \mathbf{23,13} \qquad [°\mathrm{C}] \quad (4.51)$$

Tabulka 5: Kontrola výstupní teplot vzduchu v závislosti na hm. průtoku páry a naklonění trubky

$\boldsymbol{\varphi}$	0	15	30	45	60	75	90	°
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{1,8}[\mathbf{kg/h}]$	23,13	23,13	23,14	23,16	23,19	23,22	23,25	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{3,6}[\mathbf{kg/h}]$	21,34	21,34	21,34	21,35	21,37	21,38	21,39	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{7,2}[\mathbf{kg/h}]$	20,57	20,57	20,57	20,58	20,58	20,59	20,59	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{10,8}[\mathbf{kg/h}]$	20,34	20,34	20,35	20,35	20,35	20,35	20,36	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{14,4}[\mathbf{kg/h}]$	20,24	20,24	20,24	20,24	20,25	20,25	20,25	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{p} = \mathbf{18}[\mathbf{kg/h}]$	20,18	20,18	20,18	20,18	20,19	20,19	20,19	$m^2 \cdot s^{-1}$

V tabulce 5 jsou zobrazeny hodnoty výstupních teplot vzduch, ohřátého párou při kondenzaci. Teploty se pohybují v rozmezí od 23,25 do 20,18 °C, přičemž s rostoucím průtokem páry klesá teplota ohřátého vzduchu. Při naklánění kondenzační trubky od 0 do 90° dochází k růstu teplot o pouhé setiny °C, což je velice nepatrný přírůstek a proto lze teploty pro jednotlivé průtok páry považovat za konstantní.

Uvedené součinitele přestupu tepla, stejně tak i rychlost ochlazovacího média, jsou uvedeny již ve zpřesněné podobě na základě výše dopočítaných teplot vzduchu za trubkou.

4.6 Postup vyhodnocení součinitele přestupu tepla na straně páry z měřených veličin

Tato podkapitola slouží jako návod pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně páry v navrženém experimentálním zařízení pomocí měřených veličin.

Na straně vzduchu budou měřenými veličinami: teplota na vstupu t_{v1}, teplota na výstupu t_{v2}, rychlost vzduchu w a plocha tunelu. Na straně páry budou měřenými veličinami: teplota páry na vstupu t_{p1}, teplota páry na výstupu t_{p2}, hmotnostní průtok $\dot{m}_p$, resp. množství kondenzátu.

Za prvé je nutné dopočítat součinitele přestupu tepla na straně vzduchu při nucené konvenci. K tomu slouží podobnostní čísla

$$Nu = \frac{\alpha_v \cdot D}{\lambda_v} \qquad [-] \quad (4.38)$$

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu} \qquad [-] \quad (4.39)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \qquad [\text{-}] \quad (4.40)$$

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \qquad [\text{-}] \quad (4.41)$$

kde konstanty C=0,023, m =0,8 a n=0,3 pro případ ochlazování média v trubce.

$$\alpha_v = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \cdot \frac{\lambda_v}{D} \qquad [\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}] \quad (4.52)$$

Za druhé je nutné vypočítat součinitel prostupu tepla k_L. Při předpokladu, že $\dot{Q}_p = \dot{Q}_S$ vyplývá

$$\dot{m}_p \cdot (i_{p_1} - i_{p_2}) = k_L \cdot n \cdot L \cdot \Delta T_S \qquad [\mathrm{W}] \quad (4.31)$$

kde střední logaritmický spád je roven

$$\Delta T_S = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \qquad [^\circ\mathrm{C}] \quad (4.28)$$

pak je součinitel prostupu tepla dopočítán podle

$$k_L = \frac{\dot{m}_p \cdot (i_{p_1} - i_{p_2})}{n \cdot L \cdot \Delta T_S} \qquad [\mathrm{W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}] \quad (4.32)$$

Jako poslední je z rovnice pro součinitel prostupu tepla vyjádřen vztah pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně páry jako

$$\alpha_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \left[\frac{1}{k_L} - \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \alpha_{ch} \cdot r_2} - \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{Cu}} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} \right]} \qquad [\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}] \quad (4.53)$$

Závěr

V úvodu bakalářské práce byly popsány různé typy kondenzátorů využívané v energetických celcích a jejich zapojení v tepelném schématu. Dále byla vysvětlena kondenzace v kondenzačních svazcích a především teoreticky popsána kondenzace v nakloněné trubce. Dále byl navržen matematický model pro kondenzaci vodní páry v nakloněné trubce ochlazované vzduchem a pro tento model bylo navrženo experimentální zařízení, které bude sloužit k ověření matematického modelu.

Výpočet matematického modelu byl prováděn zejména pomocí programu Excel ze zadaných vstupních parametrů. Využitím doplňků Xsteam a CoolProp byly stanoveny termodynamické vlastnosti páry a vzduchu na základě známých veličin. Dále byly zadány základní parametry experimentálního zařízení.

V první části výpočtu byl počítán součinitel přestupu tepla na straně páry pro maximální předpokládaný tlak, při kterém budou prováděny experimenty a suchosti páry na úrovni $x = 0{,}9$. Zkoumalo se, jak se jeho hodnota mění v závislosti na úhlu naklonění a hmotnostním průtoku páry. Hodnoty hmotnostního průtoku byly zvoleny v rozsahu od 1,8 do 18 kg/h a úhel naklonění byl uvažován od 0° do 90°. Pro tato rozmezí se součinitel přestupu tepla na straně páry α_p pohybuje od 762,5 do 8589,1 $W/(m^2 \cdot K)$, přičemž nejvyšší hodnoty odpovídají hmotnostnímu průtoku páry $\dot{m}_p = 18\ kg/h$. Při pohledu na graf 6 je možné říci, že s rostoucím průtokem páry a zvyšujícím se úhlem naklonění strměji rostou hodnoty součinitele přestupu tepla.

Následně byly z vypočtených hodnot součinitele přestupu tepla na straně páry vypočteny hodnoty součinitele přestupu tepla na straně chladnějšího média α_{ch}, jenž se pohybují v rozmezí od 269,6 do 2701,9 $W/(m^2 \cdot K)$. Byla vytvořena závislost těchto součinitelů na hmotnostním průtoku páry a úhlu naklonění kondenzační trubky. Stejně jako na straně páry, tak na straně chladícího média, nejvyšší hodnoty součinitele α_{ch} odpovídají hmotnostnímu průtoku páry $\dot{m}_p = 18\ kg/h$. Při pohledu na graf 7 lze konstatovat, že s rostoucím hmotnostním průtokem páry roste i součinitel přestupu tepla na straně chladnějšího média a s rostoucím úhlem naklonění hodnoty nepatrně klesají.

Posléze byla ze součinitele α_{ch} stanovena potřebná rychlost proudění chladícího vzduchu průtočnou plochou tunelu tak, aby došlo k úplnému zkondenzování kapaliny. Stejně tak jako součinitel přestupu tepla na straně chladícího média je i rychlost vzduchu vypočtena v závislosti na hmotnostním průtoku páry a úhlu naklonění kondenzační trubky. Hodnoty rychlosti vzduchu w se pohybují v rozmezí 0,8-14,32 m/s, přičemž je možné říci, že s měnícím se úhlem naklonění se hodnoty rychlostí pro jednotlivé průtoky páry mění relativně nepatrně.

Při ověřování vhodnosti ventilátoru bylo zjištěno, že maximální rychlost vzduchu průtočnou plochou tunelu, kterou může vyvinout ventilátor, je menší, než nejmenší hodnota vypočtená. Proto není stávající ventilátor v laboratořích OEI vhodný pro experimentální ověření matematického modelu.

Reference

[1] Serth, R. W.: *Process Heat Transfer: Principles and Applications*, 1. vyd. Londýn: Academic Press, 2007. ISBN 0123735882.

[2] AIR COOLED CONDENSERS. *Hamon Axisparc*. [online]. [cit. 2016-11-14]. Dostupné z: *http://www.hamon.com/index/cms/page/air-cooled-condensers/lang/en*

[3] RODRIGUEZ, Piacid.: *Selection of materials for heat exchangers*, [online]. Datum vydání: 5. 4. 1997 [cit. 2016-11-14]. Dostupné z: *http://www.iaea.org/inis/collection/nclcollectionstore/_public/29/000/29000411.pdf*

[4] Water Conservation Options for Power Generation Facilities. *POWER*. [online]. [cit. 2016-11-14]. Dostupné z: *http://www.powermag.com/water-conservation- options-for-power-generation-facilities/*

[5] Sigrídur Bára Ingadóttir: *Analysis of Heat Transfer in Air Cooled Condensers*, M.Sc. thesis, Faculty of Industrial Engineering, Mechanical Engineering and Science, University of Iceland. 2014.

[6] TEPELNÁ ELEKTRÁRNA. *EnergyWeb*. [online]. [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: *http://www.energyweb.cz/web/index.php?display_page=2&subitem=2&slovnik_page=tepel_el.html*

[7] Jaderná elektrárna. *Encyklopedie fyziky*. [online]. Jaroslav Reichl [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: *http://fyzika.jreichl.com/main.article/view/822-jaderna-elektrarna*

[8] Steam Power Plant Condenser Cooling 4: Hybrid Wet and Dry Cooling. *Bright hub engineering*. [online]. Harlan Bengtson, 2010 [cit. 2016-11-19]. Dostupné z: *http://www.brighthubengineering.com/power-plants/66087-steam-power-plant-condenser-cooling-hybrid-wet-and-dry-cooling/#imgn_1*

[9] AIR FIN COOLERS FINNED TUBE TYPES. *Kelvion*. [online]. [cit. 2016-11-23]. Dostupné z: *http://www.kelvion.com/products/finned-tube-heat-exchangers/air-fin-coolers-for-oil-and-gas/finned-tubes/*

[10] Air-cooled condenser - THERMOKEY. *DirectIndustry*. [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: *http://www.directindustry.com/prod/thermokey/product-17567-446917.html/*

[11] Data sheet: Air-cooled condenser. *HAARSLEV INDUSTRIES*. [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: *http://www.haarslev.com/media/AirCooledCondenser_GB.pdf/*

[12] Dry cooler RDS–RDL. *Refteco*. [online]. [cit. 2017-01-25]. Dostupné z: *http://www.refteco.com/dry-coolers/dry-cooler-rds-rdl/*

[13] PAVELEK, Milan a kol. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, ISBN 80-214-2409-5.

[14] Hewitt, G. F. *Process heat transfer*. CRC Press, 1994. ISBN 0-8493-9918-1.

[15] Basics of condensation. *Thermal FluidsCentral*. [online]. [cit. 2017-01-31]. Dostupné z: *http://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Basics_of_condensation*

[16] NITHEANANDAN,T.,SOLIMAN, H.M. Influence of Tube Inclination on the Flow Regime Boundaries of Condensing Steam. *THE CANADIAN JOURNAL OF CHEMICAL ENGINEERING*, 71, Leden, 1993

[17] Weisman, J. (1983). Two-phase flow patterns. *Handbook of Fluids in Motion (eds: N.P. Cheremisinoff and R. Gupta)*, Ann Arbor Science Publ., 409-425.

[18] LIPS, Stéphane a Josua P. MEYER. Two-phase flow in inclined tubes with specific reference to condensation: A review. *International Journal of Multiphase Flow* [online]. 2011, vol. 37, 8, s. 845-859 [cit. 2017-02-11]. Dostupné z: *http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301932213009660*

[19] Lips, S., and Meyer, J. (2011a). Experimental study of convective condensation in an inclined smooth tube. Part I: Inclination effect on flow pattern and heat transfer coefficient. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 .

[20] Lips, S., and Meyer, J. (2011b). Experimental study of convective condensation in an inclined smooth tube. Part II: Inclination effect on pressure drops and void fractions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 .

[21] Lips, S., and Meyer, J. (2012). Stratified flow model for convective condensation in an inclined tube. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 36 .

[22] Akhavan-Behabadi, M., Kumar, R., and Mohseni, S. (2007). Condensation heat transfer of R-134a inside a microfin tube with different tube inclinations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50 .

[23] WANG, Yaoxuan, Xingsen MU, Shengqiang SHEN a Wenjie ZHANG. Heat transfer characteristics of steam condensation flow in vacuum horizontal tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2017, (108), 128-135.

[24] KIM, Sang Jae a Hee Cheon NO. Turbulent film condensation of high pressure steam in a vertical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2000, (43), 4031-4042.

[25] AL-SHAMMARI, S.B., D.R. WEBB a P. HEGGS. Condensation of steam with and without the presence of non-condensable gases in a vertical tube. *Desalination*. 2004, (169), 151-160.

[26] E-tabulky: Tepelná vodivost pevných látek. *Ústav chemického inženýrství VŠCHT Praha* [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: *http://uchi.vscht.cz/uploads/etabulky/tepvods.html*

[27] Bell, Ian H. and Wronski, Jorrit and Quoilin, Sylvain and Lemort, Vincent. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, 6, 2498-2508. Dostupné z: *http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie4033999*

[28] Holmgren, Magnus. X Steam - Properties for water and steam. (Steamtables). *Excel Engineering*. [Online] [cit. 2017-05-18] Dostupné z: *http://xsteam.sourceforge.net/*

[29] AKHAVAN-BEHABADI, M.A. a M. ESMAILPOUR. Experimental study of evaporation heat transfer of R-134a inside a corrugated tube with different tube inclinations. *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2014, (55), 8-14.

[30] JIROUŠ, František. *Aplikovaný přenos tepla a hmoty*. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2010, ISBN 978-80-01-04514-5.

[31] NIMISH, S. LMTD Correction Factor Chart. Che Guide. [online]. 2014 [cit. 2017-05-22].
Dostupné z: *http://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4086/lmtd.correction.factor.pdf*

Seznam obrázků

1 Schéma vzduchem chlazeného kondenzátoru [2] 16
2 Schéma vodou chlazeného kondenzátoru [4] 17
3 Schéma jednorázového chlazení [5] 18
4 Schéma recirkulačního chlazení [5] 18
5 Teplné schéma uhelné elektrárny [6] 19
6 Tepelné schéma jaderné elektrárny [7] 19
7 Trubka s kruhovou geometrií [9] 21
8 Trubka s elipsovitou geometrií [9] 21
9 Nádrž na kondenzát[2] 22
10 Stavba kondenzátoru[2] 22
11 3D model A-kondenzátoru[2] 22
12 V-typ[10] 22
13 Horizontální kondenzátor[11] 23
14 Vertikální kondenzátor[12] 23
15 a) Filmová b) Kapková [15] 24
16 Homogenní [15] 24
17 Typy proudění v trubce [17] 25
18 Vliv náklonu na proudění[18] 26
19 Schéma experimentálního zařízení 31
20 Přenos tepla stěnou trubky [17] 37
21 Výměna tepla v kondenzátoru [31] 39

Seznam použitých indexů

Index	Význam
tr	trubka
tu	tunel
p	pára
v	vzduch
kl	kapalná fáze
pl	plynná fáze
1, 2	vstup, výstup
sat	saturační
Cu	měď
S1, S2	vnitřní, vnější stěna trubky
S	stěna trubky
ch	chladící
max	maximální