

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**DIPLOMOVÁ
PRÁCE**

2022

**DANIEL
ŠTECHER**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Štecher Jméno: Daniel Osobní číslo: 473544
Fakulta/ústav: Fakulta strojní
Zadávající katedra/ústav: Ústav energetiky
Studijní program: Energetika a procesní inženýrství
Specializace: Energetika

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Návrh sprchového kondenzátoru spalin

Název diplomové práce anglicky:

Design of a flue gas spray condenser

Pokyny pro vypracování:

Navrhnete sprchový kondenzátor využitelný po kondenzaci vodní páry ze spalin.

Práce bude obsahovat:

1. Zpracování rešerše procesu kondenzace, typů kondenzátorů a výpočtu přestupu tepla při kondenzaci vodní páry.
2. Teoretický rozbor sdílení tepla ve sprchovém kondenzátoru spalin a sestavení bilančního modelu přestupu tepla.
3. Provedení série experimentů pro vyhodnocení vlivu nekondenzujícího plynu na kondenzaci vodní páry ve sprchovém kondenzátoru.
4. Návrh kondenzátoru pro kondenzaci vodní páry ze spalin při využití technologie CCS oxyfuel spalování.
5. Vyhodnocení vlivu hlavních provozních parametrů na výkon kondenzátoru.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

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

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

Datum zadání diplomové práce: 21.04.2022

Termín odevzdání diplomové práce: 03.06.2022

Platnost zadání diplomové práce: 31.12.2023

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

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Poděkování

Velké poděkování patří vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Havlíkovi, Ph.D za odborné vedení práce a čas, který mi byl věnován při konzultacích a realizaci experimentů. Další poděkování patří celému kolektivu Ústavu Energetiky za vstřícný a profesionální přístup během magisterského studia.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně a všechny použité prameny a literatura jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Praze dne

Podpis

Anotační list

Jméno autora:	Daniel Štecher
Název DP:	Návrh sprchového kondenzátoru spalin
Anglický název:	Design of a flue gas spray condenser
Akademický rok:	2021/2022
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky
Vedoucí DP:	Ing. Jan Havlík Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 90 Počet obrázků: 38 Počet tabulek: 31
Klíčová slova:	Kondenzace, spaliny, sprchový kondenzátor, nekondenzující plyn, sdílení tepla, CCS
Keywords:	Condensation, flue gas, spray condenser, non-condensable gas, heat transfer, CCS
Anotace:	Diplomová práce se zabývá vlivem nekondenzujícího plynu na kondenzaci vodní páry ve sprchovém kondenzátoru a návrhem sprchového kondenzátoru spalin. Je provedena rešeršní část zaměřená na proces kondenzace a její dělení, typy kondenzátorů a výpočet přestupu tepla při kondenzaci vodní páry. Dále je proveden teoretický rozbor sdílení tepla ve sprchovém kondenzátoru a navržen teoretický postup výpočtu. Vliv nekondenzujících plynů na kondenzaci je následně vyhodnocován na základě experimentálního měření. V návaznosti na to je proveden základní

návrh kondenzátoru vodní páry ze spalin při využití technologie CCS oxyfuel spalování a je vyhodnocen vliv hlavních provozních parametrů na výkon kondenzátoru.

Abstract:

The thesis deals with the influence of non-condensable gas on condensation of water vapor in a spray condenser and the design of a flue gas spray condenser. The research part focuses on condensation process, its categorization, types of condensers and condensation heat transfer calculation. A theoretical analysis of the heat transfer in a spray condenser and a theoretical calculation procedure is proposed. The effect of non-condensable gas on condensation is evaluated by experimental measurements. Following that, the basic design of a flue gas water vapor condenser for CCS oxyfuel combustion technology is performed and there is also evaluation of the main parameters that influence the performance of the condenser.

Seznam zkratek, symbolů a indexů

Seznam symbolů

Značení	Název	Jednotka
a	součinitel teplotní vodivosti	m^2/s
b	poměrná plocha	m^2/m^3
Bi	Biotovo číslo	-
c_p	měrná tepelná kapacita	$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$
C_A	Ackermanův součinitel	-
C_D	součinitel odporu	-
d	průměr kondenzátoru	m
D	průměr kapky	μm
D_{12}	difúzní součinitel	m^2/s
F_o	Furierovo číslo	-
h	měrná entalpie	J/kg
H	výška	m
k	obj. součinitel přestupu tepla	$\text{kW}/\text{m}^3\cdot\text{K}$
L	charakteristický rozměr	m
m	hmotnost	kg
\dot{m}	hmotnostní tok	kg/s
M	molární hmotnost	g/mol
\dot{n}	látkový tok	mol/s
Nu	Nusseltovo číslo	-
p	tlak	Pa, bar
Pr	Prandtlovo číslo	-
\dot{Q}	chladící výkon	kW
Q	kvalita páry	-
r	poloměr kondenzátoru	m
R	poloměr kapky	μm
Re	Reynoldsovo číslo	-
S	plocha	m^2
Sc	Schmidtovo číslo	-
Sh	Sherwoodovo číslo	-
t	čas	s
T	teplota	$^{\circ}\text{C}$, K
ΔT_{\ln}	střední log. Teplotní rozdíl	K
v	rychlost	m/s

V	objem	m ³
\dot{V}	objemový průtok	m ³ /s, Nm ³ /s
w	hmotnostní zlomek	-
x	molární/objemový zlomek	-

Seznam řeckých symbolů

Značení	Název	Jednotka
α	součinitel přestupu tepla	W/m ² ·K
β	součinitel přestupu hmoty	m/s
β_0	smáčivý úhel	°
δ	tloušťka filmu	mm
ε	poměrný objem	-
η	dynamická viskozita	Pa·s
θ	bezrozměrná teplota	-
λ	součinitel tepelné vodivosti	W/m·K
ν	kinematická viskozita	m ² /s
π	Ludolfovo číslo	-
ρ	hustota	kg/m ³ , kg/Nm ³

Seznam indexů

Index	Význam
air	vzduch
fg	spaliny (flue gas)
G	plyn (gas)
i	rozhraní (interface)
k	kondenzát
kč	kondenzační část
L	kapalina (liquid)
n	nekondenzující plyn
m	střední hodnota
oč	ochlazovací část
s	směs
S	pevný (solid)
sat	saturační
v	vodní pára (vapour)

v,out	zkondenzovaná pára
w	chladící voda (water)
in-out	vstup-výstup
0-1-2	vstup-stav mezi kondenzační a ochlazovací částí-výstup
∞	hlavní proud

Seznam zkratek

Zkratka	Význam
ASU	separátor kyslíku (Air Separation Unit)
CCS	záchyt a ukládání CO ₂ (Carbon Capture Storage)
CPU	dočišťující stupeň CO ₂ (CO ₂ Purification unit)
FGD	odsíření (Flue Gas Desulfurization)
Hm.	hmotnostní
Obj.	objemový

Obsah

1. Úvod.....	12
2. Kondenzace a její dělení	14
2.1 Kondenzace filmová	15
2.2 Kondenzace kapková	16
2.3 Homogenní kondenzace	17
2.4 Kondenzace přímým kontaktem	18
3. Rozdělení kondenzátorů	19
3.1 Rekuperační kondenzátory	19
3.1.1 Plášťové trubkové kondenzátory.....	19
3.1.2 Deskové kondenzátory.....	21
3.1.3 Vzduchem chlazené kondenzátory	22
3.2 Kondenzátory s přímým kontaktem médií	22
3.2.1 Sprchové kondenzátory	23
3.2.2 „Bubble type“ kondenzátory	23
3.2.3 „Packed bed“ kondenzátory.....	24
3.2.4 „Jet/sheet“ kondenzátory.....	25
4. Technologie CCS oxyfuel spalování	26
5. Teoretický rozbor sdílení tepla ve sprchovém kondenzátoru	28
5.1 Tepelná bilance sprchového kondenzátoru	28
5.1.1 Kondenzační část	29
5.1.2 Ochlazovací část	30
5.2 Fyzikální popis přestupu tepla uvnitř kapek	31
5.2.1 Model kondukce	32
5.2.2 Model cirkulace uvnitř kapičky	34

5.2.3	Model vnitřního promíchávání	35
5.3	Vliv nekondenzujících plynů na přestup tepla při kondenzaci	36
5.4	Fyzikální popis přestupu tepla vně kapky	41
6.	Výpočtový model přestupu tepla pro sprchový kondenzátor	44
6.1	Okrajové podmínky výpočtu	45
6.2	Postup výpočtu kondenzace	47
6.3	Postup výpočtu ochlazování	48
6.4	Varianta 1)	49
6.5	Varianta 2)	50
6.6	Varianta 3)	52
6.7	Porovnání výpočtových variant	54
7.	Experimentální část	56
7.1	Měřicí trať	56
7.2	Naměřené hodnoty z experimentů	59
7.3	Vyhodnocení experimentů	61
8.	Návrh sprchového kondenzátoru spalin	70
8.1	Zadání pro návrh spalinového kondenzátoru	70
8.2	Návrh parametrů kondenzátoru	71
9.	Vyhodnocení vlivu hlavních provozních parametrů kondenzátoru	76
9.1	Návrh regulace kondenzátoru	79
10.	Závěr	81
	Použitá literatura	83
	Seznam obrázků	87
	Seznam tabulek	89

1. Úvod

Vodní pára ve směsi s nekondenzujícími plyny je produktem mnoha průmyslových aplikací. Kondenzace vodní páry ze směsi s nekondenzujícími plyny je důležitou součástí například v procesech chemického, potravinářského nebo energetického průmyslu. Příkladem takové směsi jsou spaliny, jakožto plynný produkt spalování. Hlavními složkami plyných spalin jsou obvykle směs nehořlavých plynů (CO_2 , O_2 , N_2 , NO_x , SO_x) a vodní pára. Proces kondenzace vodní páry ve směsi s nekondenzujícími plyny je značně komplexnější než kondenzace čisté vodní páry. Nekondenzující plyny mohou výrazně ovlivnit proces kondenzace a snižují přestup tepla v závislosti na jejich koncentraci ve směsi.

Ke kondenzaci vodní páry je využíváno kondenzátorů, výměníků tepla, ve kterých probíhá změna fáze látky z parní do kapalně. K dispozici je široká škála typů výměníků a jejich konfigurací, jenž mají rozdílné přednosti a liší se vhodností jejich využití. Kondenzátory se v základním dělení člení na rekuperační kondenzátory s teplosměnnou plochou a na kondenzátory s přímým kontaktem médií. Zásadním rozdílem kondenzátorů s přímým kontaktem oproti rekuperačním je odebrání teplosměnné plochy, kde výměník pracuje s nulovým koncovým teplotním spádem. Použití konkrétního typu výměníku závisí na jeho aplikaci a vlastnostech systému, ve kterém je provozován.

Oxid uhličitý (CO_2) se řadí mezi skleníkové plyny, které absorbují povrchem Země vyzařované dlouhovlnné záření. Tento děj se souhrnně nazývá skleníkový efekt a zpřičiňuje zvyšování průměrné teploty na Zemi. Vliv CO_2 na toto zvyšování teploty je diskutován, není však jednoznačné, jak velký tento vliv je. Coe a další [1] uvádí, že vzrůst průměrné teploty zdvojnásobením aktuální koncentrace CO_2 v ovzduší (400 ppm) se dle různých modelů liší a pohybuje se v rozmezí 0,5 °C až 4,5 °C. V souvislosti s omezením vlivu CO_2 na zvyšování globální teploty se stále více hovoří o CCS technologiích. CCS je zkratkou anglického výrazu Carbon Capture and Storage.

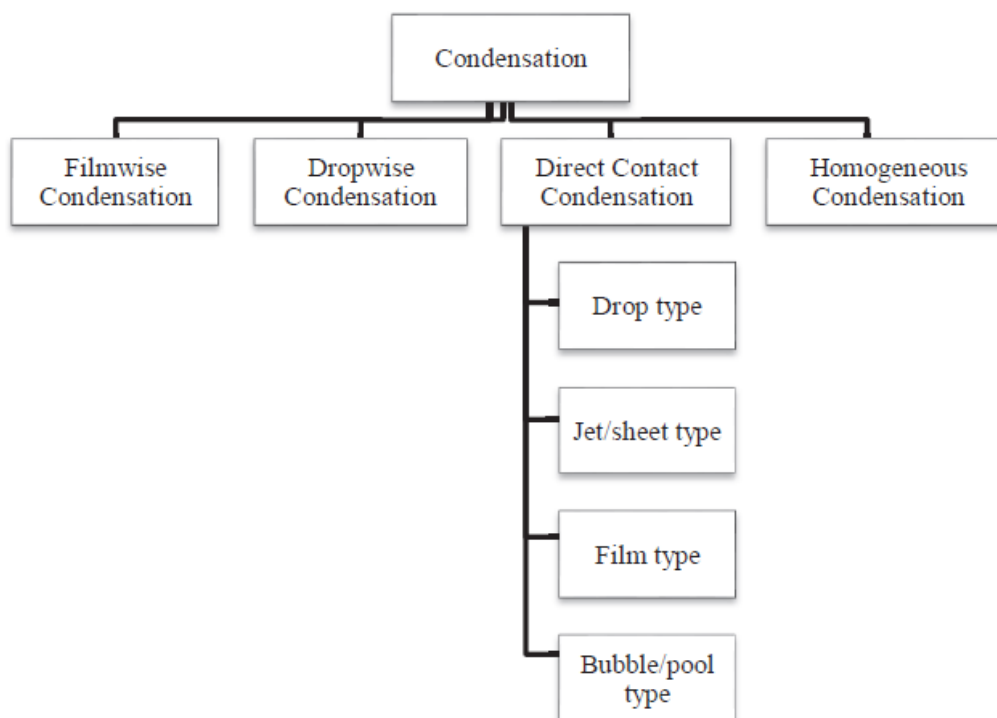
Jedná se o soubor technologií určených k omezení vypouštění množství oxidu uhličitého do atmosféry. Jednou z variant je technologie oxyfuel spalování, ve kterém je oxidační vzduch nahrazen čistým kyslíkem. Kondenzace vodní páry ze spalin vzniklých tímto procesem v technologii CCS oxyfuel spalování je prováděna s cílem oddělení vodní páry od CO_2 a tím jeho zakoncentrování. Dalším případným využitím může být rekuperace tepla ze spalin a jeho další využití.

Tato práce se skládá ze čtyř hlavních částí. V první části je cílem zpracování rešerše na téma proces kondenzace, typy kondenzátorů a jejich základní výhody, nevýhody a oblast použití. Stručně je také popsán princip technologie CCS oxyfuel spalování. V další části je proveden teoretický rozbor sdílení tepla ve sprchovém kondenzátoru. Jsou uvedeny možnosti výpočtu přestupu tepla při kondenzaci vodní páry, na základě kterých je sestaven bilanční výpočtový model. Ve třetí části je vyhodnocován vliv nekondenzujícího plynu na kondenzaci na základě experimentálních měření a je posuzována přesnost teoretického výpočetního modelu. V závěrečné části je na základě navrhnutého postupu proveden základní návrh kondenzátoru pro kondenzaci vodní páry ze spalin při využití technologie CCS oxyfuel spalování a je provedeno vyhodnocení vlivu hlavních provozních parametrů na chladicí výkon kondenzátoru a procento zkondenzování vodní páry.

2. Kondenzace a její dělení

Kondenzací je nazýván proces, při kterém pára přechází do kapalné fáze. Ke kondenzaci dochází, když teplota páry klesne pod svou saturační teplotu při daném tlaku. Změna látky z parní do kapalné fáze je doprovázena uvolňováním příslušného kondenzačního tepla látky.

S ohledem na rozsah mechanismů kondenzace není kategorizování v různých literárních zdrojích vždy jednotné. Apriyanti a další [2] uvádí rozdělení kondenzace na Obr. 1. Kondenzaci rozdělují na čtyři základní skupiny, a to na filmovou, kapkovou, homogenní a kondenzaci s přímým kontaktem.



Obr. 1: Rozdělení mechanismů kondenzace [2]

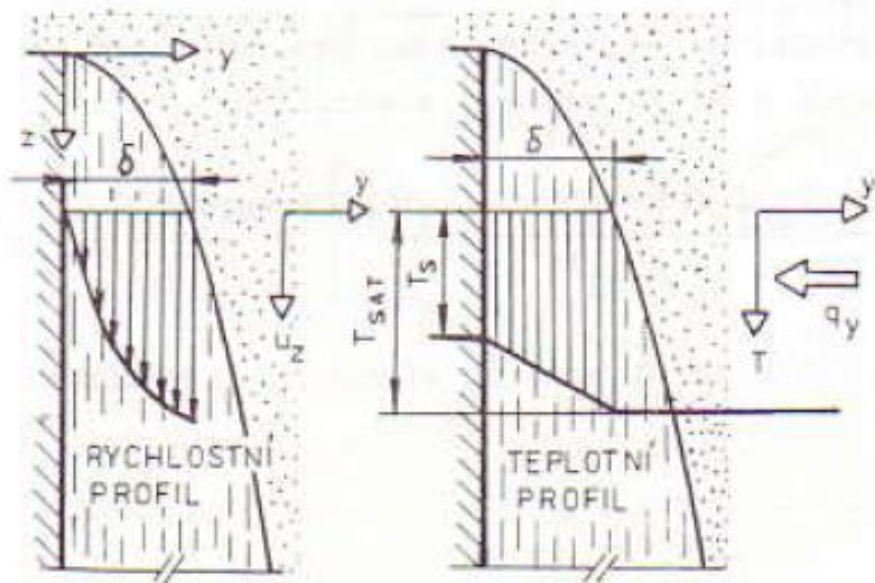
2.1 Kondenzace filmová

Kondenzace se nazývá filmovou tehdy, je-li povrch materiálu pro kondenzát smáčivý a kapky kondenzátu vytvoří na povrchu souvislý film. Princip tvorby filmu je znázorněn na Obr. 2. Kapalina na mezi sytosti o teplotě T_{sat} kondenzuje na stěně o teplotě T_s , přičemž $T_s < T_{sat}$ a kondenzát vlivem gravitace stéká po stěně ve vrstvě o tloušťce δ . Na počátku teplosměnné plochy je tloušťka filmu δ nulová a s přibývajícím vzdáleností vrstva kondenzátu narůstá. Pára dále již nekondenzuje na povrchu stěny, nýbrž na povrchu zkondenzovaného filmu.

Stanovení součinitele přestupu tepla při laminární filmové kondenzaci na vertikální stěně provedl W. Nusselt [3]. Výsledná střední hodnota součinitele přestupu tepla pro celou desku $\bar{\alpha}$ je dán vztahem:

$$\bar{\alpha} = 0,943 \cdot \left[\frac{\rho_L \cdot g \cdot (\rho_L - \rho_G) \cdot h_{LG} \cdot \lambda^3}{(T_{sat} - T_s) \cdot \mu \cdot L} \right]^{\frac{1}{4}}, \quad (2.1)$$

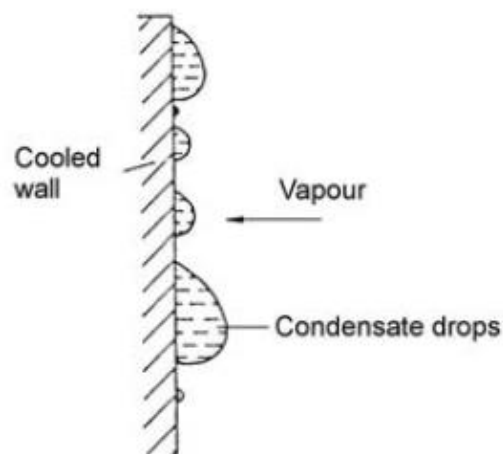
kde jsou ρ_L a ρ_G hustoty kapaliny a páry, h_{LG} výparné teplo, λ součinitel tepelné vodivosti kondenzátu, μ dynamická viskozita kondenzátu a L výška stěny. Nusseltův model kondenzace pracuje s předpoklady laminárního proudění filmu a klidovému stavu páry. Oba tyto předpoklady jsou na straně bezpečnosti a jejich nedodržení přestup tepla zvyšuje. Model ovšem nezohledňuje vliv nekondenzujících plynů, které přestup tepla výrazně snižují.



Obr. 2: Filmová kondenzace na vertikální stěně [3]

2.2 Kondenzace kapková

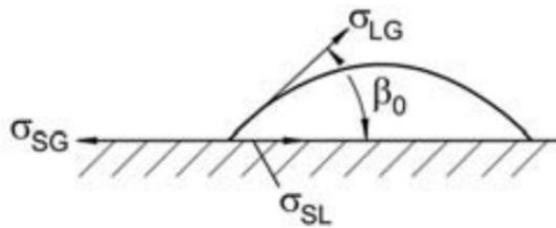
U povrchů, které jsou pro kondenzát nesmáčivé, se nazývá kondenzace kapková. Kapková kondenzace je zobrazena na Obr. 3. Kapky kondenzátu se formují na nerovnostech a dutinách povrchu, postupně rostou a splývají do rozměrů od mikrometrů až po okem pozorovatelné kapky. Ty dále stékají po povrchu vlivem působení gravitace. [4]



Obr. 3: Kapková kondenzace [5]

Smáčivost povrchu je možné popsat dle Obr. 4 kontaktním smáčivým úhlem β_0 . Smáčivost povrchu, která obvykle vede ke kapkové kondenzaci je dána úhlem $\beta_0 > 90^\circ$. Úhel β_0 je dán vztahem (2.2), kde σ_{SG} , σ_{SL} , σ_{LG} jsou napětí na fázových rozhraní dle kombinace indexů liquid (L), solid (S), gas (G).

$$\cos \beta_0 = \frac{\sigma_{SG} - \sigma_{SL}}{\sigma_{LG}} \quad (2.2)$$



Obr. 4: Napětí působící na kapku kondenzátu a smáčivý úhel [5]

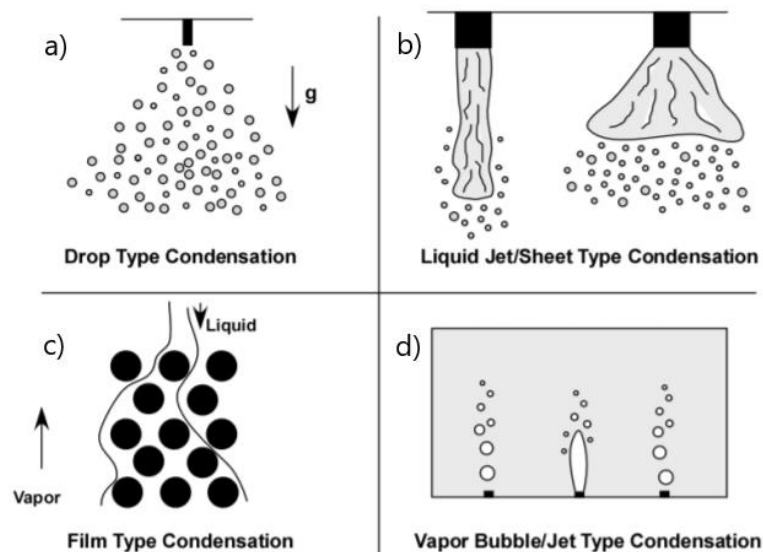
Z hlediska přestupu tepla je kapková kondenzace výrazně výhodnější než filmová. Součinitel přestupu tepla u kapkové kondenzace je 2 až 20 krát vyšší než u kondenzace filmové [3]. Zajištění podmínek pro trvalé udržení kapkové kondenzace je obvykle ovšem náročné a vyžaduje vhodné konstrukční materiály nebo úpravy teplosměnných povrchů, například povlaky ze silikonu, teflonu nebo vosků. V průmyslové praxi je tedy využíváno převážně filmové kondenzace.

2.3 Homogenní kondenzace

Homogenní nebo také spontánní kondenzace je děj, při kterém dochází v čisté páře bez obsahu příměsí (např. iontů nebo prachových částí) ke shlukování molekul, které se stávají kondenzačními jádry. Tento proces se nazývá nukleace. Z těchto kondenzačních jader vznikají primární kapky velké řádově desítky mikrometrů. Dále se z těchto primárních kapek mohou formovat kapky sekundární, které jsou větší a jejich rozměr se pohybuje řádově v desítkách mikrometrů. U vodní páry tento děj nastává v oblasti, která tvoří pás pod horní mezní křivkou. Tento děj nastává například při expanzi vodní páry v parních turbínách. [6]

2.4 Kondenzace přímým kontaktem

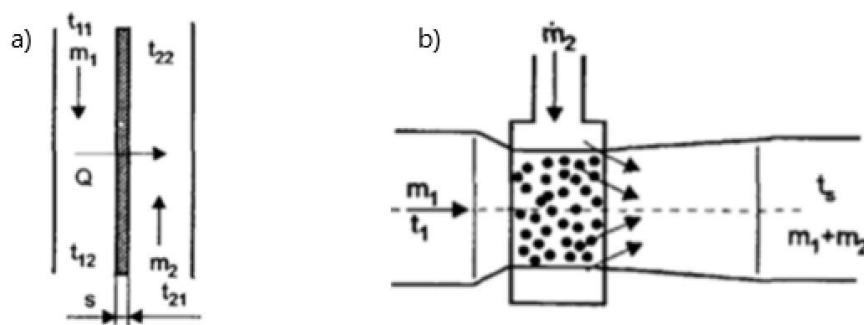
Kondenzace probíhá s přímým kontaktem chladícího a kondenzujícího média. Dle Obr. 1 je kondenzace dále dělena na kapkovou s přímým kontaktem, filmovou s přímým kontaktem a kondenzace typu „jet/sheet“ a „bubble/pool“. Jednotlivé mechanismy jsou schematicky zobrazeny na Obr. 5. Při kapkové kondenzaci s přímým kontaktem dochází k rozstříku chladící kapaliny pomocí trysky na kapky, které následně přichází do přímého kontaktu s párou nebo směsí páry a nekondenzujících plynů. Kondenzace následně probíhá na povrchu kapek chladící kapaliny. Kondenzace typu „jet/sheet“ probíhá obdobně jako kapková kondenzace, ale kondenzace probíhá na kapkách a uceleném proudu chladící kapaliny. Filmového typu kondenzace s přímým kontaktem je docíleno pomocí přidání pevných povrchů do objemu kondenzátoru jako jsou přepážky, desky a jiná tělesa, na kterých kondenzát formuje tenké vrstvy. Pára následně kondenzuje přímým kontaktem s příslušnými vrstvami kondenzátu. „Bubble type“ kondenzace s přímým kontaktem probíhá přímým vstřikováním páry do proudu chladícího média případně do nádoby s chladícím médiem, kterým následně vstřikovaná pára probublává [7].



Obr. 5: Mechanismy kondenzace s přímým kontaktem (a) Kapková (b) „Jet/sheet“ (c) Filmová (d) „Bubble/pool“ [8]

3. Rozdělení kondenzátorů

Kondenzátor je výměník tepla, tedy aparát, ve kterém dochází k výměně tepelné energie mezi médii. V kondenzátoru dochází při výměně tepelné energie ke změně fáze látky z parní do kapalné. Kondenzátory lze rozdělit do dvou hlavních skupin dle pracovního režimu. Na Obr. 6 jsou zobrazeny a) rekuperační a b) směšovací kondenzátory s přímým kontaktem médií s obecným označením hmotových toků a teplot jednotlivých médií.



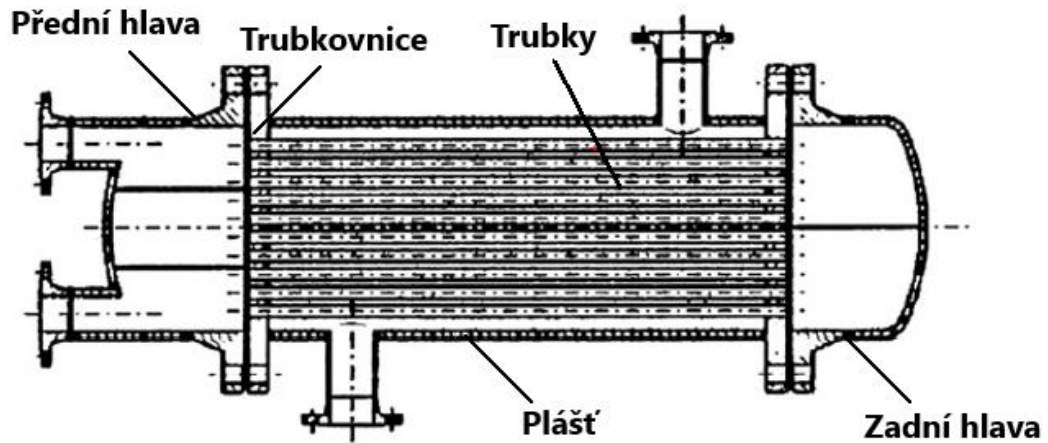
Obr. 6: Základní skupiny kondenzátorů a) rekuperační b) směšovací [9]

3.1 Rekuperační kondenzátory

V rekuperačních kondenzátorech jsou chladící a kondenzující médium odděleny stěnou a nedochází k jejich přímému kontaktu. Teplo se z teplejšího do chladnějšího média převádí přes výhřevnou plochu stěny. Tento typ výměníku je limitován z hlediska minimálního teplotního rozdílu (Pinch Point).

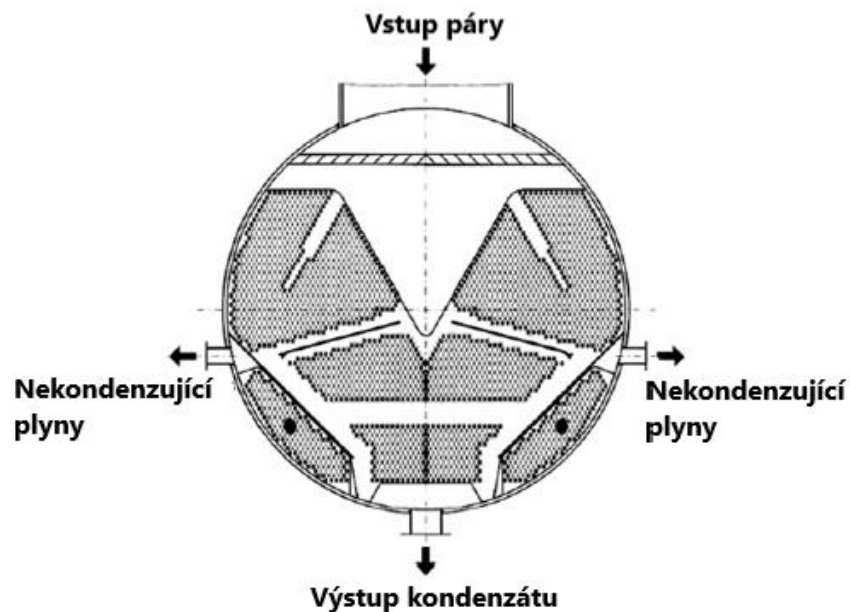
3.1.1 Plášťové trubkové kondenzátory

Kondenzátory plášťové trubkové, často nazývané anglickým ekvivalentem „Shell and Tube“, jsou velmi rozšířeným typem v průmyslových aplikacích. Hlavní části kondenzátoru a možná konfigurace jsou zobrazeny na Obr. 7. Kondenzátor je tvořen přední a zadní hlavou, pláštěm a trubkovnicemi, ve kterých jsou uloženy trubky.



Obr. 7: Plášťový trubkový kondenzátor – upraveno z [10]

Jedno z médií proudí uvnitř trubek a druhé v mezitrubkovém prostoru v objemu pláště. Na Obr. 8 je příklad konstrukčního uspořádání trubek plášťového trubkového kondenzátoru. V tomto případě chladící médium proudí uvnitř trubek a pára kondenzuje v mezitrubkovém prostoru.

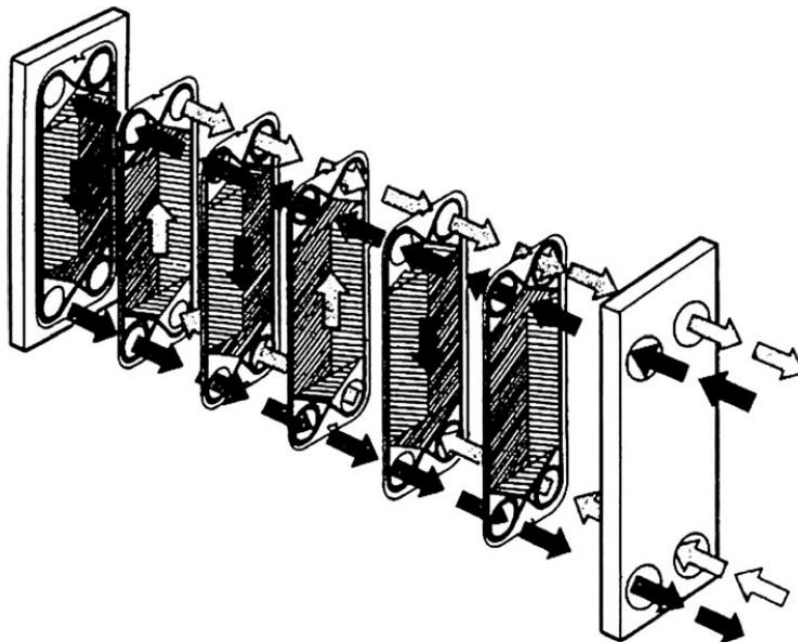


Obr. 8: Řez plášťovým trubkovým kondenzátorem – upraveno z [10]

Mezi výhody plášťových trubkových kondenzátorů patří: univerzální použití v širokém rozsahu tlaků a teplot, jednoduchost konstrukce, spolehlivost. Nevýhodami jsou: rozdílná teplotní dilatace trubek a pláště, tlakové namáhání pláště či obtížné čištění vnitřního povrchu trubek.

3.1.2 Deskové kondenzátory

Opět se jedná o rekuperační výměníky tepla, kde je teplosměnná plocha tvořena z tenkých kovových desek, které jsou k sobě připevněny. Na Obr. 9 je příklad deskového výměníku tepla. Na obrázku jsou šipkami znázorněny směry proudění obou látek, které vstupují mezi desky. Pracovní látky se mezi jednotlivými deskami střídají a proudí vůči sobě v protiproudu. Desky obvykle nejsou rovinné, ale mají vyhlisované kanálky, ve kterých pracovní látky proudí. To má za následek zvýšení turbulence proudění pracovních látek a s tím spojené zvýšení přestupu tepla.

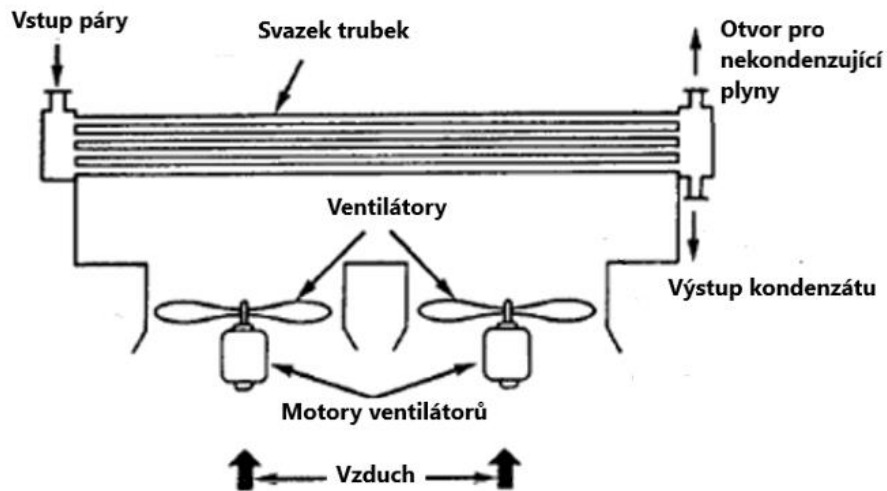


Obr. 9: Deskový kondenzátor [10]

Výhodami deskových kondenzátorů jsou: kompaktnost, malé rozměry, nízká hmotnost, turbulence proudů a tím pádem intenzivní přestup tepla, rozebíratelnost, čistě protiproudé uspořádání. Mezi nevýhody naopak patří: omezení pracovních teplot a tlaků z hlediska těsnění (lze řešit svařením za cenu ztráty rozebíratelnosti), vyšší tlaková ztráta. [9]

3.1.3 Vzduchem chlazené kondenzátory

Vzduchem chlazené kondenzátory jsou preferovanou variantou v případech, kde je problém s obstaráním dostatku chladicí vody. Uspořádání kondenzátoru je zobrazeno na Obr. 10. Kondenzátor je tvořen svazkem horizontálních trubek, které jsou z vnější strany chlazeny proudem vzduchu. Kondenzace probíhá v tomto případě uvnitř trubek [11].



Obr. 10: Vzduchem chlazený kondenzátor – upraveno z [11]

Mezi hlavní výhody patří neomezené množství vzduchu a menší problémy s čištěním a korozí oproti vodou chlazeným kondenzátorům. Nevýhodami jsou závislost na okolní teplotě vzduchu, horší chladicí vlastnosti vzduchu nebo prostorová náročnost ventilátorů a jejich hluk [11].

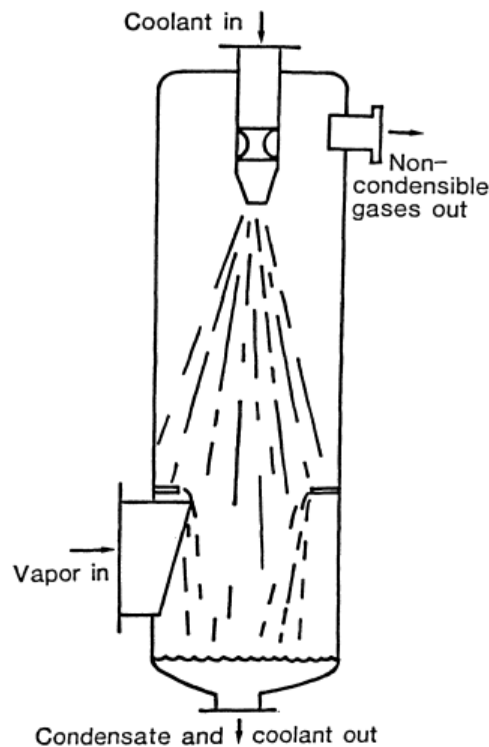
3.2 Kondenzátory s přímým kontaktem médií

V těchto kondenzátorech dochází k přímému kontaktu pracovních látek. Jejich velkou předností je velmi jednoduché konstrukční provedení a s tím související nízká cena. Odebráním stěny mezi pracovními látkami dochází také k odebrání tepelného odporu materiálu stěny a případných nánosů. Mezi další výhody patří: nulový koncový teplotní spád, malá náchylnost na fouling, velký povrch pro přestup tepla mezi médii, malé nároky na chladicí vodu nebo spolehlivost. Hlavní nevýhodou jejich použití je

omezení z hlediska smíchání kondenzátu s chladícím médiem, které v mnoha průmyslových aplikacích není žádoucí. [10]

3.2.1 Sprchové kondenzátory

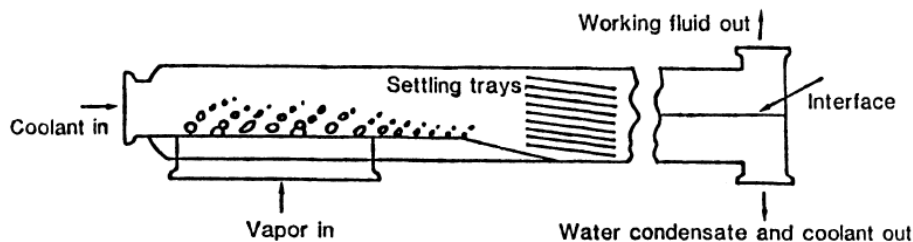
Kondenzátor pracuje na principu rozstřiku chladící látky do proudu páry. Proud chladící kapaliny je tryskou nebo souborem trysek rozstřikován do objemu kondenzátoru v podobě kapek. Pára kondenzuje na jednotlivých vzniklých kapkách. Na Obr. 11 je zobrazeno možné uspořádání sprchového kondenzátoru. V horní části je tryskou rozstřikována voda na kapky, se kterými přichází do kontaktu pára vstupující v dolní části. Kondenzát a nekondenzující plyny vystupují spodním, respektive horním hrdlem. [12]



Obr. 11: Sprchový kondenzátor [12]

3.2.2 „Bubble type“ kondenzátory

„Bubble type“ kondenzátor je nádoba naplněná chladící kapalinou, do které je pod hladinu chladící kapaliny přiváděna pára. Pára přes kapalinu následně probublává a kondenzuje [12]. Příklad „bubble type“ kondenzátoru je na Obr. 12.

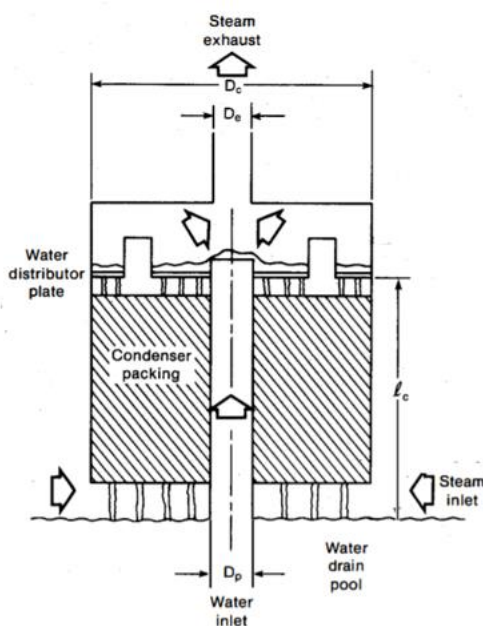


Obr. 12: „Bubble type“ kondenzátor [12]

Tento typ kondenzátoru je například využíván v napájecích nádržích k separaci nekondenzujících plynů. Nízkotlaká pára je přivedena do nádrže pod hladinu napájecí vody, kde kondenzuje a předává vodě v nádobě skupenské teplo. Voda dosahuje teploty sytosti při daném tlaku a dochází k uvolnění nekondenzujících plynů.

3.2.3 „Packed bed“ kondenzátory

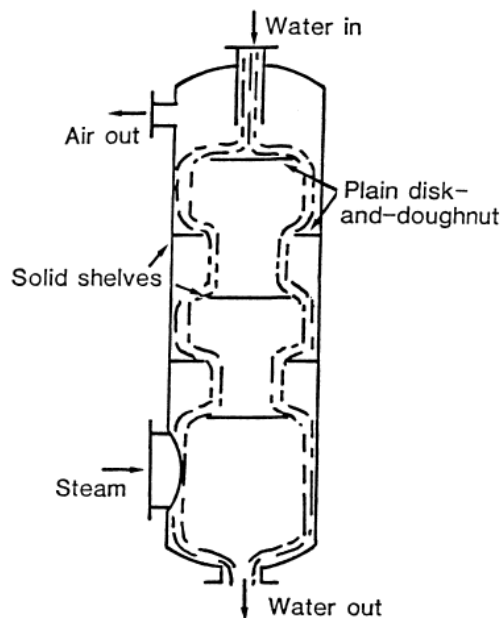
„Packed bed“ kondenzátory obsahují výplň tvořenou přepážkami, deskami nebo jinými tělesy různých tvarů a velikostí. Voda je rozstříkována nebo distribuována do výplně v objemu kondenzátoru, kde přichází do kontaktu s parou. Na povrchu výplně se formuje film chladící vody a kondenzátu. Pára v kontaktu s výplní a tvořeným filmem kondenzuje [7]. Na Obr. 13 je zobrazen řez packed bed kondenzátorem.



Obr. 13: „Packed bed“ kondenzátor [13]

3.2.4 „Jet/sheet“ kondenzátory

V literatuře je rovněž možné setkat se s názvem „tray type“ kondenzátory. Kondenzátory fungující na obdobném principu jako sprchové kondenzátory. Ve sprchových kondenzátorech by v teoretické rovině měla kondenzace probíhat na jednotlivých kapkách chladící kapaliny, zatímco u „jet/sheet“ kondenzátoru kondenzace probíhá přímo na souvislých proudech vody, případně na vrstvách chladící kapaliny na vložených přepážkách v objemu kondenzátoru. Příklad takového kondenzátoru je na Obr. 14. Chladící voda vstupující v horní části stéká v souvislém proudu svisle dolů a do její cesty jsou vestavěny přepážky, které vodu zadržují a zpomalují. V protiproudu proudí chlazená pára. [12] [7]



Obr. 14: „Jet/sheet type“ kondenzátor [12]

4. Technologie CCS oxyfuel spalování

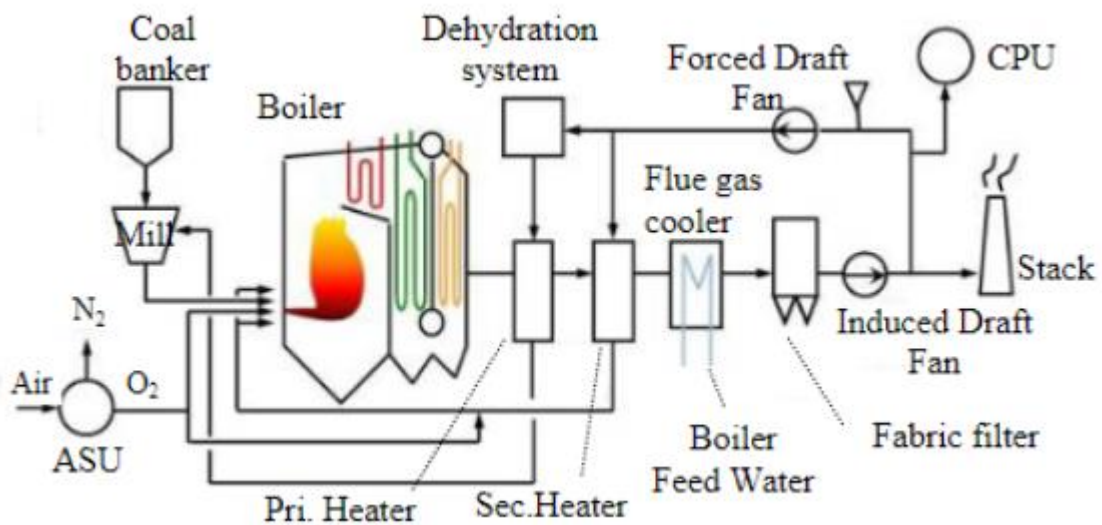
CCS je zkratkou anglického výrazu Carbon Capture and Storage. Jedná se o soubor technologií určených k omezení vypouštění množství oxidu uhličitého do atmosféry. Obecně se technologie skládá ze 3 částí: záchyt, transport a uložení (alternativně využití – CCU = Carbon Capture and Utilization). Základními skupinami metod záchytu jsou: post-combustion, pre-combustion a oxyfuel spalování. Dále bude věnována pozornost pouze skupině oxyfuel spalování a další dvě skupiny jsou uvedeny pro úplnost.

Oxyfuel spalovací proces je takový, ve kterém je oxidační vzduch nahrazen čistým kyslíkem. Při spalování v oxyfuel režimu je docíleno výrazného snížení množství produkovaných spalin a jejich složení je značně odlišné oproti spalování se vzduchem. Složení spalin se může lišit také dále v závislosti na použitém palivu a jeho prvkovém složení. V Tab. 1 je porovnání prvkového složení plyných spalin z oxyfuel spalování a vzduchového spalování při spalování uhlí u dvou provozovaných testovacích zařízení – Callide Oxyfuel Project a Schwarze Pumpe. Vzhledem k tomu, že při oxyfuel spalování je odseparován dusík pomocí ASU (Air Separation Units), je celkové množství spalin výrazně nižší a koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách výrazně vyšší než v případě vzduchového spalování, což značně usnadňuje jeho následný záchyt.

Tab. 1: Porovnání prvkového složení plyných spalin [Obj. %] dvou zařízení – Callide Oxyfuel Project a Schwarze Pumpe [28], [29]

Složka	Callide Oxyfuel Project		Schwarze Pumpe	
	Vzduch	Oxyfuel	Vzduch	Oxyfuel
CO ₂	14	55	14	64
N ₂	73	18	73	3
H ₂ O	8	22	9,5	29
O ₂	4	4	4,5	3,5
SO _x , NO _x , Ar	1	1	0,5	0,5

Na Obr. 15 je pomocí schématu popsán princip technologie CCS oxyfuel spalování a jeho možné uspořádání. Jedná se o schéma procesu oxyfuel spalování provozovaného v rámci Callide Oxyfuel Project na elektrárně Callide v Austrálii. Prvním krokem je separace kyslíku ze vzduchu v jednotkách ASU pomocí kryogenní metody. Uhlí je před vstupem do kotle nadrceno v mlýnech a předsušeno pomocí recirkulovaných spalin. Odseparovaný kyslík je využit ve spalovacím procesu jako okysličovadlo, které se v hořáku smíchává s namletým uhlím. Na výstupu z kotle následují výměníky pro rekuperaci tepla ze spalin, na jejichž výstupu mají spaliny teplotu 145 °C, která je dostatečně nízká pro navazující látkový filtr. Část spalin je recirkulována do spalovacího procesu a mlýnů pro sušení uhlí. Zbylá část pokračuje k dočištění v jednotce CPU (CO₂ Purification Unit). Tato jednotka se skládá z dalších technologických procesů, kde probíhá finální čištění CO₂. Výstupem procesu je 99,9% CO₂ [14].



Obr. 15: Technologie CCS oxyfuel spalování, Callide Oxyfuel Project [15]

5. Teoretický rozbor sdílení tepla ve sprchovém kondenzátoru

V této kapitole je teoreticky popsáno sdílení tepla ve sprchovém kondenzátoru. Nejprve je provedena tepelná bilance sprchového kondenzátoru a jsou uvedeny vztahy pro výpočet základních výstupních parametrů. Dále je proveden rozbor týkající se přestupu tepla při kondenzaci na kapkách vody, vlivu nekondenzujících plynů na kondenzaci a přestupu tepla bez změny fáze.

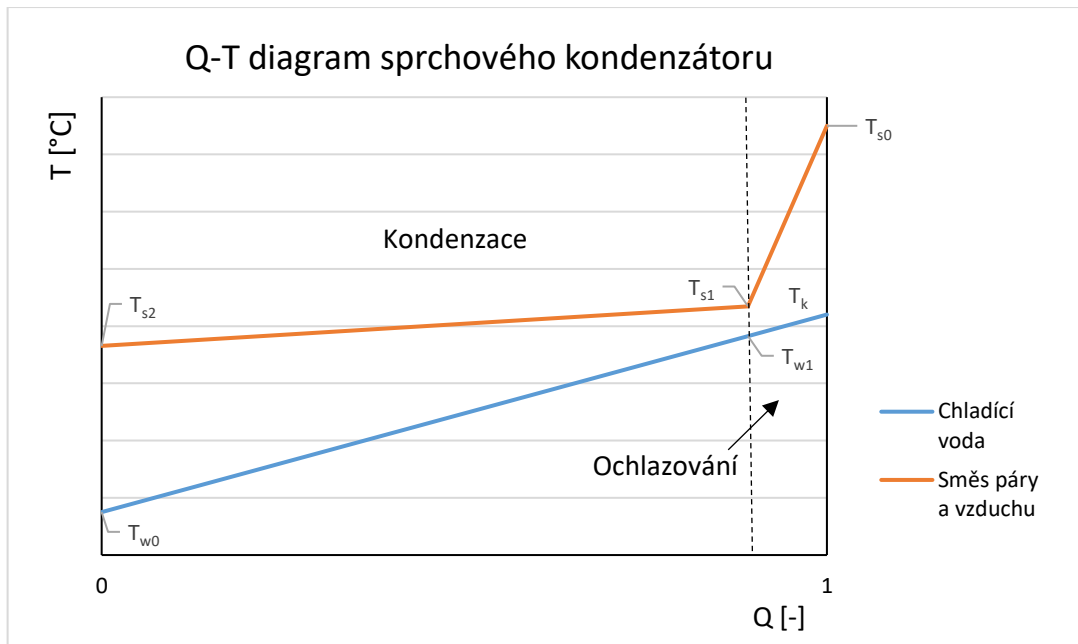
5.1 Tepelná bilance sprchového kondenzátoru

Cílem provedení tepelné bilance sprchového kondenzátoru je určení chladicího výkonu a důležitých teplot v rámci výměníku. Určení celkového chladicího výkonu je založeno na tepelné bilanci kondenzátoru. Celkový chladicí výkon je možné určit ze strany chladicí vody rovnicí

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot (h_k - h_{w0}) \quad (5.1)$$

kde \dot{m}_w je průtok chladicí vody, h_{w0} je měrná entalpie vody na vstupu a h_k je měrná entalpie kondenzátu.

Při aplikaci sprchového kondenzátoru spalin nastává nejprve ochlazování spalin na saturační teplotu páry při daném tlaku a poté její kondenzace. Průběh teplot a výkonu je vhodné rozdělit a počítat kondenzátor jako dvě sériově zapojené části. Pro lepší představu je na Obr. 16 zobrazen příklad Q-T diagramu, ve kterém jsou vyznačeny důležité body v rámci výměníku. V pravé části diagramu je část ochlazování směsi páry a nekondenzujícího plynu na saturační teplotu páry při daném tlaku a v části nalevo od čárkované úsečky probíhá kondenzace. Zde je průběh teplot při kondenzaci zjednodušeně uveden přímkově. Průběh kondenzace vodní páry s nekondenzujícím plynem je blíže rozebrán v kapitole 5.3.



Obr. 16: Q-T diagram sprchového kondenzátoru

5.1.1 Kondenzační část

Tepelná bilance kondenzační části charakterizující teplo přenesené z páry do chladící vody při zanedbání ztrát do okolí je dána dle vztahu

$$\dot{m}_w \cdot (h_{w1} - h_{w0}) = \dot{m}_{v,out} \cdot (h_{s1} - h_{s2}) \quad (5.2)$$

S uvažováním této bilance je chladicí výkon kondenzační části určen například ze strany vody

$$\dot{Q}_{kč} = \dot{m}_w \cdot (h_{w1} - h_{w0}) \quad (5.3)$$

poté množství zkondenzované páry je

$$\dot{m}_{v,out} = \frac{\dot{Q}_{kč}}{(h_{s1} - h_{s2})} \quad (5.4)$$

a objemový součinitel přestupu tepla

$$k_{kč} = \frac{\dot{Q}_{kč}}{V_{kč} \cdot \Delta T_{ln}} \quad (5.5)$$

kde $V_{k\check{c}}$ je objem kondenzační části a ΔT_{ln} je střední logaritmický teplotní rozdíl určený vztahem (5.6) za předpokladu konstantního objemového součinitele přestupu tepla v celé části

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{s1} - T_{w1}) - (T_{s2} - T_{w0})}{\ln \frac{(T_{s1} - T_{w1})}{(T_{s2} - T_{w0})}} \quad (5.6)$$

5.1.2 Ochlazovací část

V této části kondenzátoru je potřeba ochladit vstupující směs ze vstupní teploty na teplotu sytosti vodní páry. Požadovaný chladicí výkon části pro sražení přehřátí je

$$\dot{Q}'_{o\check{c}} = \dot{Q}_v + \dot{Q}_n = \dot{m}_v \cdot (h_{v0} - h_{v1}) + \dot{m}_n \cdot (h_{n0} - h_{n1}) \quad (5.7)$$

\dot{Q}_v je citelné teplo páry a \dot{Q}_n je citelné teplo nekondenzujícího plynu. Aby bylo docíleno požadovaného ochlazení, musí platit následující podmínka pro požadovaný a skutečný chladicí výkon určený později v kapitole 5.4.

$$\dot{Q}_{o\check{c}} \geq \dot{Q}'_{o\check{c}} \quad (5.8)$$

Pro chladicí výkon ochlazovací části platí

$$\dot{Q}_{o\check{c}} = \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_k - T_{w1}) \quad (5.9)$$

a výstupní teplota kondenzátu je poté

$$T_k = T_{w1} + \frac{\dot{Q}_{o\check{c}}}{\dot{m}_w \cdot c_{p,w}} \quad (5.10)$$

Objemový součinitel přestupu tepla pro ochlazovací část je určen následovně

$$k_{o\check{c}} = \frac{\dot{Q}_{o\check{c}}}{V_{o\check{c}} \cdot \Delta T_{ln}} \quad (5.11)$$

kde ΔT_{ln} je střední logaritmický teplotní rozdíl určený vztahem (5.12) za předpokladu konstantního objemového součinitele přestupu tepla v celé části

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{s0} - T_k) - (T_{s1} - T_{w1})}{\ln \frac{(T_{s0} - T_k)}{(T_{s1} - T_{w1})}} \quad (5.12)$$

Celkový chladicí výkon kondenzátoru je poté dán součtem chladicího výkonu ochlazující a kondenzační části

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_{kč} + \dot{Q}_{oč} = \dot{m}_w \cdot (h_k - h_{w0}) \quad (5.13)$$

5.2 Fyzikální popis přestupu tepla uvnitř kapek

Teoretický popis přestupu tepla uvnitř kapek byl předmětem mnoha studií. Publikovány byly teoretické modely popisující tento jev, které se od sebe více či méně liší užitým přístupem a předpoklady modelů pro výpočet. Celata [16] a Sideman [17] rozdělují výpočtové modely přestupu tepla do tří základních skupin spolu se souhrnem výpočtových vztahů pro jednotlivé skupiny. Tyto tři skupiny jsou:

- Model kondukce
- Model cirkulace uvnitř kapičky
- Model vnitřního promíchávání

Přestup tepla uvnitř kapky je v literatuře obvykle popisován bezrozměrnou teplotou, která udává poměr tepla přijatého kapkou ku maximálnímu možnému přijatému teplu. V literatuře je tato veličina také často nazývána jako účinnost přenosu tepla a je určena následovně

$$\theta(r, t) = \frac{T_w(r, t) - T_{w,in}}{T_\infty - T_{w,in}} \quad (5.14)$$

kde $T_{w,in}$ je počáteční teplota kapky, $T_w(r, t)$ je teplota kapky a T_∞ je teplota proudícího média okolo kapky.

5.2.1 Model kondukcce

Jedním z přístupů je teoretický výpočet pomocí modelu tzv. čisté kondukcce. V tomto přístupu je využito předpokladu, že na proces může být pohlíženo jako na nestacionární vedení tepla pevnou koulí. Model uvažuje čistou páru bez přítomnosti nekondenzujících plynů, jejichž vliv je popsán později v kapitole 5.3. [17]

- **Popis přestupu tepla v kapce**

Děj je možné popsat diferenciální rovnicí

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \quad (5.15)$$

kde a je součinitel teplotní vodivosti (tepelná difuzivita), t je čas, r je radiální souřadnice. Ford a Lekic [18] popsali bezrozměrnou teplotu následovně

$$\theta(r, t) = \frac{T_w(r, t) - T_{w,in}}{T_{sat} - T_{w,in}} = 1 - \frac{2 \cdot R}{\pi \cdot r} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n} \cdot \sin\left(n \cdot \pi \cdot \frac{r}{R}\right) \cdot e^{\left(-a \cdot \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot t}{R^2}\right)} \quad (5.16)$$

Newman [17] popsal bezrozměrnou teplotu obdobně její střední hodnotou jako funkci pouze času

$$\theta_m(t) = \frac{T_w(t) - T_{w,in}}{T_{sat} - T_{w,in}} = 1 - \frac{6}{\pi^2} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \cdot e^{\left(-n^2 \cdot \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot a \cdot t}{D_0^2}\right)} \quad (5.17)$$

Sdílení tepla při přímém kontaktu médií, jenž nastává ve sprchovém kondenzátoru, je možné charakterizovat teoreticky nulovým koncovým teplotním spádem mezi chladící vodou na výstupu a zkondenzovanou párou. Chladící voda na výstupu smíšená se zkondenzovanou párou je nazývána kondenzát a jeho teplota T_k je určena vyjádřením z rovnice (5.17).

$$T_k = \theta_m \cdot (T_{sat} - T_{w,in}) + T_{w,in} \quad (5.18)$$

Pro praktické aplikace lze dle [10] rovnici (5.17) aproximovat na tvar

$$\theta_m = \sqrt{1 - e^{-\pi^2 \cdot Fo}} \quad (5.19)$$

kde Furierovo číslo Fo je dáno vztahem

$$Fo = \frac{4 \cdot a \cdot t}{D_0^2} \quad (5.20)$$

D_0 je průměr kapky v počátečním stavu, a je součinitel teplotní vodivosti a t je čas setrvání kapky, který je definován rovnicí (5.21), kde je $v_{w,in}$ vstupní rychlost kapky, $v_{w,out}$ výstupní rychlost kapky a H je výška kondenzátoru.

$$t = \frac{H}{\frac{1}{2} \cdot (v_{w,in} + v_{w,out})} \quad (5.21)$$

Obdobný přístup k předešlému předpokládali rovněž autoři Pasamehmetoglu a Nelson [19]. Autoři navrhli doplnění výpočtového vztahu (5.17) o empiricky stanovený korekční faktor kombinující vliv kondukce, vnitřní cirkulace a tepelného odporu kondenzátu.

$$\theta_m(t) = \frac{T_w(t) - T_{w,in}}{T_{sat} - T_{w,in}} = 1 - \frac{6}{\pi^2} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} \cdot e^{\left(-n^2 \cdot c \cdot \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot a \cdot t}{D_0^2}\right)} \quad (5.22)$$

Celata a další [16] provedli experimentální měření, kde byl tento korekční faktor empiricky stanoven.

- **Růst kapek během kondenzace**

Ford a Lekic [18] experimentálně pozorovali růst kapek během kondenzace ve směšovacích kondenzátorech. Předmětem experimentu bylo porovnání teoretického modelu růstu kapek s naměřenými hodnotami. Předpokladem pro výpočet růstu kapek během kondenzace je uvažování modelu čisté kondukce kapky. Změnu průměru kapky popsali následovně

$$D = D_0 \cdot \left[1 + \psi \sqrt{(1 - e^{-\pi^2 \cdot Fo})} \right] \quad (5.23)$$

kde

$$\psi = \sqrt[3]{\left(1 + \frac{C_p \cdot (T_{sat} - T_{w,in})}{h_{LG}}\right)} - 1 \quad (5.24)$$

D a D_0 jsou průměr kapky, respektive průměr kapky v počátečním stavu, C_p je izobarická tepelná kapacita, h_{LG} je latentní teplo.

Dle [10] je růst kapek možno zanedbat, jestliže je při kondenzaci rozdíl teploty chladící kapaliny a saturační teploty páry při daném tlaku menší než 100 K. Tepelný odpor je dle autora v tomto případě zanedbatelný.

- **Rychlost kapek**

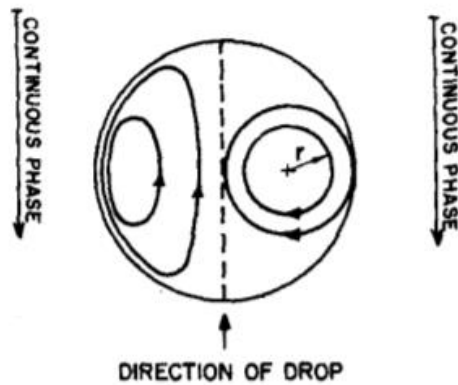
Pohyb v horizontálním směru může být zanedbán a dále je řešen pohyb pouze ve vertikálním směru. Pohyb pro kapku kulovitěho tvaru s uvažováním čistě protiproudého proudění páry je popsán rovnicí (5.25), kde první člen na pravé straně rovnice reprezentuje vliv gravitační síly, druhý člen vliv vztlakové síly a třetí člen popisuje změnu hmotnosti kapky [20]. v_v je rychlost páry, v_w je rychlost kapek, ρ_w je hustota chladící kapaliny, ρ_v je hustota páry, C_D je součinitel odporu.

$$\frac{dv_w}{dt} = \frac{\rho_w - \rho_v}{\rho_w} \cdot g - \frac{3}{4} \cdot C_D \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{\rho_v}{\rho_w} \cdot (v_w + v_v)^2 - \frac{3}{D} \cdot \frac{dD}{dt} \cdot (v_w + v_v) \quad (5.25)$$

Gravitační člen může být dle [7] zanedbán při rychlostech kapek v řádech jednotek m/s a při zanedbání růstu kapek v rovnici zůstane pouze prostřední člen reprezentující vztlakové síly.

5.2.2 Model cirkulace uvnitř kapičky

V případě vyšších relativních rychlostí mezi kapkou a párou je experimentálně potvrzen vyšší přestup tepla, než je vypočtený pomocí modelu čisté kondukce. Jedním z příčin zvýšení přestupu tepla mezi kapkou a okolím je vnitřní cirkulace kapky. Kapka pohybující se ve viskózním poli má tendenci vnitřně cirkulovat v důsledku působení smykového napětí okolní látky na jejím rozhraní [17]. Na Obr. 17 je zobrazeno, jak cirkulace uvnitř kapky může být modelována.



Obr. 17: Příklady modelování cirkulace uvnitř kapičky [17]

- **Kronig a Brink**

Model uvažující cirkulaci uvnitř kapičky přednesli například autoři Kronig a Brink [21] následující rovnicí, kde vystupují konstanty A_n a B_n , které jsou v článku stanoveny.

$$\theta_m(t) = 1 - \frac{3}{8} \cdot \sum_{n=1}^{\infty} A_n^2 \cdot e^{\left(-16 \cdot B_n \cdot \frac{a \cdot t}{D_0^2}\right)} \quad (5.26)$$

5.2.3 Model vnitřního promíchávání

Uvnitř kapky může docházet k narušení vnitřní cirkulace příčinou oscilace kapek. Dochází poté ke kompletnímu turbulentnímu promíchávání.

- **Rose a Kintner**

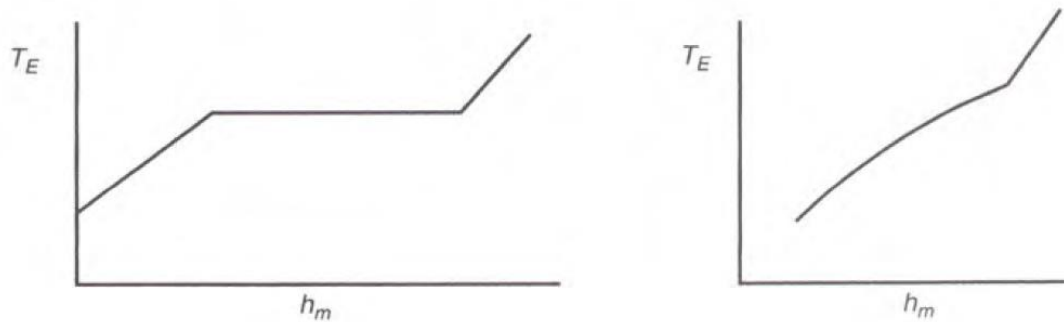
Rose a Kintner [22] ve svém modelu uvažují oscilaci kapek, která zapříčiňuje narušení vnitřní cirkulace a dochází k turbulentnímu vnitřnímu promíchávání. Tento jev je charakterizován pro kapky s $Re > 200$.

5.3 Vliv nekondenzujících plynů na přestup tepla při kondenzaci

Nekondenzující plyny vstupují do kondenzátoru společně s parou, případně mohou být prisávány z okolního prostředí. Výskyt nekondenzujících plynů výrazně snižuje přestup tepla a může značně ovlivnit jeho provoz. V případě obsahu nekondenzujícího plynu ve směsi s parou dochází k poklesu parciálního tlaku páry vůči případu čisté páry. Parciální tlak je možné určit z Daltonova zákona. Se zvyšujícím se obsahem nekondenzujících plynů klesá parciální tlak páry v proudu směsi a s tím klesá i saturační teplota páry při tomto tlaku. Matematická podoba Daltonova zákona parciálních tlaků je následující

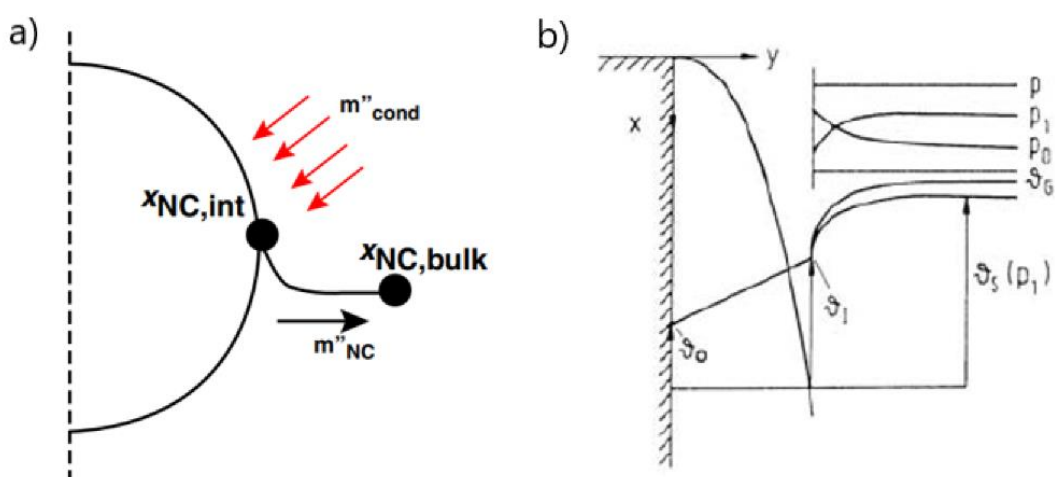
$$p = p_1 + p_2 + \dots + p_n = \sum_{i=1}^n p_i \quad (5.27)$$

Kondenzace páry s obsahem nekondenzujícího plynu probíhá odlišně než kondenzace čisté páry a děj je značně komplexnější. Kondenzace neprobíhá při konstantní teplotě, což je patrné z Obr. 18, kde je v T-h diagramu zobrazen vlevo průběh kondenzace čisté páry a vpravo směsi páry a nekondenzujícího plynu (v grafech je zahrnuto přehřátí a podchlazení). V průběhu kondenzace klesá koncentrace páry ve směsi, parciální tlak páry a její saturační teplota. Současně s přenosem latentního tepla dochází proto také k přenosu citelného tepla. Přestup citelného tepla může být u plynů výrazně horší než v případě kondenzace a může mít vliv na návrh kondenzačního zařízení. Obsah nekondenzujícího plynu má vliv na charakter křivky v T-h diagramu, která je nelineární [23].



Obr. 18: Kondenzace směsi páry s nekondenzujícím plynem a čisté páry v T-h diagramu [7]

Při kondenzaci páry s obsahem nekondenzujícího plynu dochází směrem k povrchu ke snížení koncentrace páry a zvýšení koncentrace nekondenzujícího plynu. U povrchu se vytváří vrstva s vyšším zastoupením nekondenzujícího plynu, který se zde hromadí, a pára musí difundovat skrze tuto vrstvu k rozhraní. V této vrstvě dochází ke snížení parciálního tlaku páry p_1 směrem k rozhraní, jehož průběh je znázorněno na Obr. 19 b). Současně dochází ke zvýšení parciálního tlaku nekondenzujícího plynu p_0 dle Daltonova zákona, $p = p_1 + p_0$. Saturační teplota páry klesá úměrně poklesu parciálního tlaku z ϑ_s na hodnotu ϑ_1 , jejíž průběh je rovněž znázorněn. Na Obr. 19 a) je schematicky zobrazena kapka a koncentrační gradient nekondenzujícího plynu. Ve výpočtu je tedy nutné uvažovat společně s přestupem tepla i přestup hmoty [5].



Obr. 19: Vliv inertního plynu a) Koncentrační gradient nekondenzujícího plynu [8]
b) Průběh teplot a tlaků [5]

Dle [8] je pro kondenzaci páry ve směsi s nekondenzujícím plynem na kapkách možné využít iterativní přístup Colburna a Hougena [24], [7]. S použitím následující tepelné bilance na povrchu kapky je celkový tepelný tok \dot{Q}_i roven součtu toků latentního tepla \dot{Q}_{LG} a citelného tepla \dot{Q}_G .

$$\dot{Q}_i = \dot{Q}_{LG} + \dot{Q}_G \quad (5.28)$$

$$\dot{Q}_{LG} = \dot{m}_v \cdot h_{LG} \quad (5.29)$$

$$\dot{Q}_G = \alpha_G \cdot C_A \cdot (T_\infty - T_i) \quad (5.30)$$

$\dot{m}_v = \dot{n}_v \cdot M_v$ je hmotnostní tok a \dot{n}_v je molární tok kondenzující páry, h_{LG} je měrná entalpie vyjadřující latentní teplo páry, α_G je součinitel přestupu tepla mezi hlavním proudem a fázovým rozhraním. T_∞ a T_i jsou teploty v hlavním proudu a na fázovém rozhraní. Teplota na fázovém rozhraní je vhodně zvolena a poté iterativně upravena dle bilance tepelných toků. C_A je Ackermanův korekční faktor určený jako

$$C_A = \frac{\phi}{e^\phi - 1} \quad (5.31)$$

kde

$$\phi = \frac{\dot{m}_v \cdot c_{p,v}}{\alpha_G} \quad (5.32)$$

$$\dot{n}_v = \beta_v \cdot C_T \cdot \ln\left(\frac{1 - x_i}{1 - x_\infty}\right) \quad (5.33)$$

ρ_v je hustota páry, β_v je součinitel přestupu hmoty, x_i je molární zlomek páry na rozhraní a x_∞ je molární zlomek páry v hlavním proudu. Teplota T_i je prvotně odhadnuta hodnotou mezi teplotami hlavního proudu T_∞ a vstupní teplotou kapky $T_{w,in}$. Pro tuto hodnotu je stanoven parciální tlak p_i a molární zlomek x_i .

$$p_i = f(T_i, Q = 1) \quad (5.34)$$

$$x_i = \frac{p_i}{p} \quad (5.35)$$

Hodnoty součinitele přestupu tepla α_G a hmoty β_v je nutné určit pomocí dostupných korelací. Dle [8] je pro tento případ vhodná následující korelace pro určení Nusseltova a Sherwoodova čísla.

$$Nu = 2 + 0,6 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.36)$$

$$Sh = 2 + 0,6 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Sc^{\frac{1}{3}} \quad (5.37)$$

Je nutné zavedení zmíněných bezrozměrných parametrů.

- Reynoldsovo číslo $Re = \frac{v_{char} \cdot D}{\nu} \quad (5.38)$

kde v_{char} je charakteristická rychlost (relativní rychlost mezi kapkou a proudící látkou), D je průměr kapky a ν je kinematická viskozita proudící látky

- Prandtlovo číslo $Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5.39)$

α je součinitel teplotní vodivosti proudící látky.

- Nusseltovo číslo $Nu = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \quad (5.40)$

α je součinitel přestupu tepla a λ je součinitel tepelné vodivosti proudící látky.

- Schmidtovo číslo $Sc = \frac{\eta}{\rho \cdot D_{12}} \quad (5.41)$

η je dynamická viskozita a ρ je hustota.

- Sherwoodovo číslo $Sh = \frac{\beta \cdot D}{D_{12}} \quad (5.42)$

β je součinitel přestupu hmoty a D_{12} je difúzní součinitel. Určení difúzního součinitele je možné pomocí vztahu (5.43), který publikovali Fuller a další [25].

$$D_{12} = \frac{1 \cdot 10^{-3} \cdot T^{1,75} \cdot \left(\frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2}\right)^{0,5}}{p \cdot \left(\bar{V}_1^{\frac{1}{3}} + \bar{V}_2^{\frac{1}{3}}\right)^2} \quad (5.43)$$

Ve vztahu vystupují tlak směsi p a teplota směsi T , molární hmotnosti složek M_1 a M_2 a \bar{V}_1 a \bar{V}_2 , což jsou speciální difúzní objemy, jejichž hodnoty jsou v článku shrnuty.

Řešení vychází z rovnosti tepelných toků a je jím iteračně stanovena teplota T_i ve stavu, kdy tepelný tok na povrchu kapky \dot{Q}_i je rovný tepelnému toku přecházejícímu do kapky \dot{Q}_w . Tato teplota je saturační teplota na povrchu kapky, která je vlivem koncentračního gradientu nekondenzujícího plynu nižší než saturační teplota v hlavním proudu [7].

5.4 Fyzikální popis přestupu tepla vně kapky

Ayyaswamy [26] popisuje přestup tepla na kapkách bez změny fáze. Autor člení problém na 3 kategorie dle převažujícího termického odporu. Jedná se o konduktivní odpor uvnitř kapky a vnější konvektivní odpor.

- Vnitřní problém, kde termický odpor převažuje na vnitřní straně kapky
- Vnější problém, kde termický odpor převažuje na vnější straně kapky
- Kombinovaný problém, kde nepřevažuje ani jeden z termických odporů

Základní představu o tom, který z termických odporů převažuje poskytuje Biotovo číslo:

$$Bi = \frac{\text{vnitřní termický odpor}}{\text{vnější termický odpor}} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (5.44)$$

kde α je součinitel přestupu tepla, L je charakteristický rozměr a λ je součinitel tepelné vodivosti. Charakteristický rozměr je definován jako poměr objemu tělesa

a jeho povrchu, tedy pro kouli $L = R/3$ [4].

S ohledem na rozdílnost procesu při ochlazování na teplotu sytosti páry a kondenzace je vhodné rozdělit kondenzátor na 2 části a počítat přestup tepla v nich zvlášť jako pro oddělené na sebe navazující výměníky. V případě přehřáté páry je potřeba nejprve odebrat citelné teplo. V tomto případě je dosahováno řádově nižších součinitelů přestupu tepla z vnější strany kapky než v případě změny fáze. Přehřátí páry má proto nezanedbatelný vliv a již při 5-10% podílu přehřátí k celkovému tepelnému obsahu může vést k významnému zvětšení rozměrů kondenzátoru [27].

Předpokladem, který bude následně výpočtem ověřen je, že pro tento případ bude platit $Bi \ll 1$ (prakticky $Bi < 0,1$ [4]) a vnitřní konduktivní odpor oproti vnějšímu konvektivnímu je zanedbatelný. V tomto případě se jedná o vnější problém. Přestup tepla na vnější straně kapek je obvykle popsán Nusseltovým číslem. Mnoho autorů se zabývalo určením Nusseltova čísla a Sideman [17] publikoval souhrn vztahů pro jeho určení. Autor uvádí rovnice k určení Nusseltova čísla s uvažováním modelu kondukce pro uvedené

intervaly Reynoldsova a Prandtlova čísla. Kramers [28] vyjádřil $Nu = f(Re, Pr)$ pro rozsah $0,7 < Pr < 400$, který odpovídá řešenému problému, následující rovnicí

$$Nu = 2 + 1,3 \cdot Pr^{0,15} + 0,66 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{0,31} \quad (5.45)$$

Autor uvádí, že pro nízké hodnoty Re a pro $Nu < 10$ tento vztah není vhodný. Autor rovněž uvádí vhodnější vztah pro rozsah $2 < Re < 800$ a $0,6 < Pr < 2,7$, který popsal Frössling [29]

$$Nu = 2 + 0,55 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.46)$$

Obdobně popsali Nusseltovo číslo i autoři Ranz a Marshall [30] pro rozsah $0 < Re < 200$

$$Nu = 2 + 0,6 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.47)$$

Nusseltovo číslo je nepřímé vyjádření součinitele přestupu tepla α . Při jeho určování ze zmíněných vztahů je velmi důležité brát v úvahu omezení platnosti příslušného vztahu pro rozsah Reynoldsova a Prandtlova čísla.

Postup určení tepelného toku popisují Hewit a další [7]. Tepelný tok je možné obecně vyjádřit pomocí součinitele přestupu tepla α , teplosměnné plochy S , kterou se rozumí plocha rozstříkovaných kapek, a logaritmické teplotní difference. Výkon ochlazovací části je poté možno určit následovně

$$\dot{Q}_{o\check{c}} = \alpha \cdot S \cdot \Delta T_{ln} \quad (5.48)$$

Plochu kapek S lze určit pomocí znalosti objemového průtoku chladicí kapaliny a průměru rozstříkovaných kapek. Postupně je stanoveno objemové zastoupení kapek v celém objemu kondenzátoru ε , poměrná plocha kapek vůči jednotce objemu b a následně plocha všech kapek v kondenzátoru S . $V_{o\check{c}}$ je objem části kondenzátoru pro ochlazení přehřátí, \dot{V}_w je objemový průtok chladicí vody a t je čas.

$$\varepsilon = \frac{\dot{V}_w \cdot t}{V_{o\check{c}}} \quad [-] \quad (5.49)$$

$$b = \frac{6 \cdot \varepsilon}{D} \left[\frac{m^2}{m^3} \right] \quad (5.50)$$

$$S = b \cdot V_{o\check{c}} \quad (5.51)$$

6. Výpočtový model přestupu tepla pro sprchový kondenzátor

V této kapitole bude navržen výpočtový model kondenzace směsi přehřáté vodní páry a nekondenzujícího plynu, který bude následně porovnán se sérií experimentů. Cílem experimentů je ověření přesnosti navrženého výpočtového modelu. Výpočet bude proveden pro 3 následující varianty:

- 1) Čistá přehřátá vodní pára
- 2) Směs přehřáté vodní páry a nekondenzujícího plynu se zahrnutím vlivu parciálních tlaků dle Daltonova zákona při kondenzaci dle kapitoly 5.3
- 3) Směs přehřáté vodní páry a nekondenzujícího plynu se zahrnutím vlivu parciálních tlaků dle Daltonova zákona a vlivu koncentračního gradientu plynu kolem kapky při kondenzaci dle kapitoly 5.3

Pro aplikaci teoretického modelu je nejprve nezbytné stanovení počátečního stavu a předpokladů pro výpočet. V Tab. 2 a Tab. 3 jsou obecně definovány parametry vstupní, které jsou známé, případně jsou volené, a parametry vystupující z výpočtu, které je cílem určit.

Tab. 2: Vstupní parametry výpočtu

Parametry
Geometrie kondenzátoru
Hmotnostní zlomky směsi páry a vzduchu
Látkové vlastnosti médií
Počáteční velikost kapek
Vstupní teploty médií
Vstupní rychlosti médií
Hmotnostní toky médií

Tab. 3: Výstupní parametry výpočtu

Parametry
Chladicí výkon
Množství zkondenzované páry
Objemový součinitel přestupu tepla

6.1 Okrajové podmínky výpočtu

Tato kapitola uvádí shrnutí předpokladů, parametrů a dalších potřebných vztahů aplikovaných ve výpočtu. Jako nekondenzující plyn je v první fázi zvolen vzduch z důvodu následné snazší realizace měření v laboratořích ČVUT. Do zařízení ze spodní části kondenzátoru vstupuje směs vodní páry a vzduchu. Vodní pára je v přehřátém stavu. Z horní části je tryskou rozstříkována v protiproudu chladicí voda. Tab. 4 uvádí okrajové podmínky pro výpočet, které jsou známé nebo jsou v prvotní fázi výpočtu volené po konzultaci s vedoucím práce.

Tab. 4: Okrajové podmínky výpočtu

Parametr	Značení	Hodnota
Aktivní výška kondenzátoru	H [m]	1
Průměr kondenzátoru	d [m]	0,2
Hmotnostní tok páry	\dot{m}_v [kg/h]	10
Hmotnostní zlomek vzduchu	w_{air} [-]	0,5
Hmotnostní zlomek páry	w_v [-]	0,5
Molární hmotnost páry	M_v [g/mol]	18,02
Molární hmotnost vzduchu	M_{air} [g/mol]	28,96
Tlak směsi	p_s [bar]	1
Vstupní teplota směsi	T_{s0} [°C]	150
Vstupní teplota chladicí vody	T_{w0} [°C]	15
Výpočtový průměr kapek	D [μm]	300
Vstupní rychlost chladicí vody	v_w [m/s]	13
Hmotnostní tok chladicí vody	\dot{m}_w [kg/h]	60

Pro výpočet je nezbytné stanovení saturační teploty páry v hlavním proudu směsi a rychlosti proudění. Za tímto účelem jsou uvedeny následující základní výpočtové vztahy. Pro stanovení potřebných látkových vlastností je využito databáze látkových vlastností CoolProp.

- Látkový tok
$$\dot{n}_i = \frac{\dot{m}_i}{M_i} \quad (6.1)$$

$$\dot{n} = \sum \dot{n}_i \quad (6.2)$$

- Molární zlomek
$$x_i = \frac{n_i}{n} \quad (6.3)$$

- Parciální tlak
$$p_i = p \cdot x_i \quad (6.4)$$

- Hustota
$$\rho_i = \frac{M_i}{22,4} \quad (6.5)$$

- Saturační teplota
$$T_{sat} = f(p_v, Q = 1) \quad (6.6)$$

- Objemový tok
$$\dot{V}_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i} \quad (6.7)$$

$$\dot{V} = \sum \dot{V}_i \quad (6.8)$$

- Rychlost proudění
$$v = \frac{\dot{V}}{S} \quad (6.9)$$

Výpočet je rozdělen na dvě části a je proveden jako pro dvě sériově zapojené části. Jedna část se zabývá ochlazováním vodní páry na saturační teplotu při daném parciálním tlaku a druhá část se zabývá její kondenzací na kapkách vody.

6.2 Postup výpočtu kondenzace

1. Prvotní odhadnutí výšky pro část ochlazování a kondenzace
2. Určení objemového průtoku a rychlosti proudění směsi páry a vzduchu kondenzátorem dle rovnic (6.7) až (6.9)
3. Určení parciálního tlaku páry a její saturační teploty v hlavním proudu při tomto tlaku ze zadaného složení směsi dle rovnic (6.1) až (6.6)

Pozn. Pro variantu 3) se zahrnutím vlivu koncentračního gradientu nekondenzujícího plynu směrem k povrchu kapky se zahrnuje výpočet saturační teploty na fázovém rozhraní z kapitoly 5.3

4. Určení času setrvání kapky dle rovnice (5.21), kde je uvažována konstantní rychlost kapek v celém kondenzátoru z důvodu její zanedbatelné změny.
5. Určení Furierova čísla a střední bezrozměrné teploty dle rovnic (5.19) a (5.20)
6. Určení výstupní teploty kondenzační části dle rovnice (5.18)
7. Stanovení chladícího výkonu, množství zkondenzované páry a objemového součinitele přestupu tepla kondenzační části dle rovnic (5.3), (5.4) a (5.5)

6.3 Postup výpočtu ochlazování

1. Určení Biotova čísla dle rovnice (5.44)
2. Určení Reynoldsova a Prandtlova čísla dle rovnic (5.38) a (5.39)
3. Určení Nusseltova čísla a součinitele přestupu tepla dle rovnic (5.40) a (5.47)
4. Výpočet potřebného chladícího výkonu dle rovnice (5.7)
5. Výpočet plochy kapek dle rovnic (5.49), (5.50) a (5.51) a určení chladícího výkonu dle rovnice (5.48)
6. Porovnání skutečného a potřebného chladícího výkonu a určení potřebné výšky ochlazovací části dle rovnice (5.8)
7. Stanovení objemového součinitele přestupu tepla ochlazující části dle rovnice (5.11)
8. Stanovení ohřátí chladící vody v ochlazující části a výsledné teploty kondenzátu dle rovnice (5.10)
9. Stanovení celkového chladícího výkonu dle rovnice (5.1) a součinitele přestupu tepla kondenzátoru dle rovnic (5.5) a (5.11) dle poměru částí.

6.4 Varianta 1)

- Kondenzace**

Tab. 5: Vstupní a výstupní hodnoty látek kondenzační části pro variantu 1)

Parametr	Značení	Hodnota	
		Vstup	Výstup
Hmotnostní zlomek páry	w_v [-]	1	1
Hmotnostní zlomek vzduchu	w_{air} [-]	0	0
Saturační teplota páry	T_{sat} [°C]	100	100
Teplota chladící vody	T_w [°C]	15	94,2

- Ochlazování**

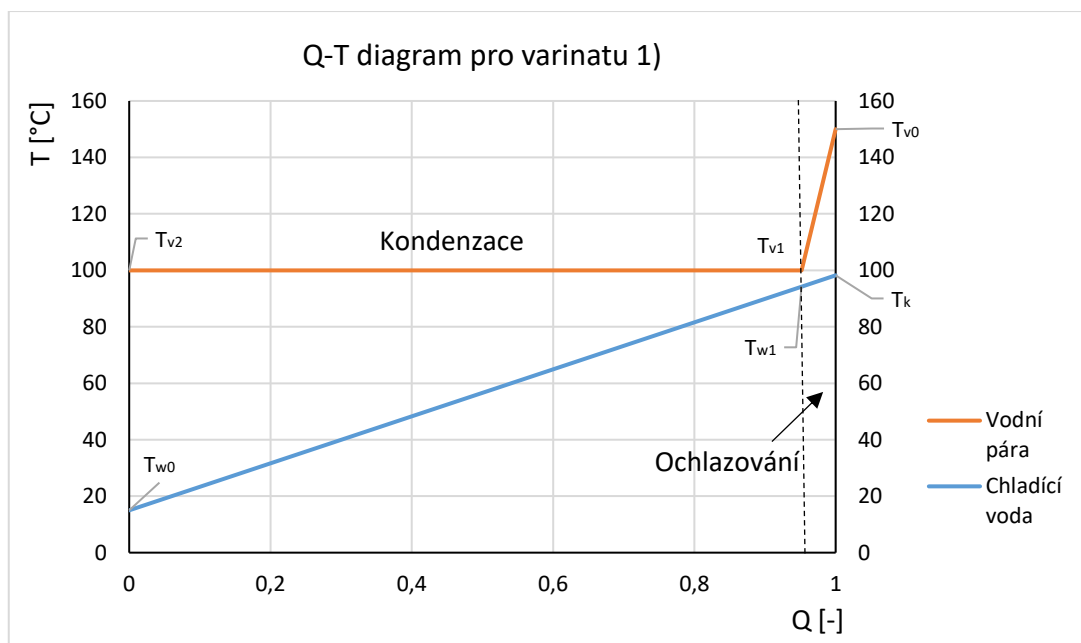
Tab. 6: Vstupní a výstupní hodnoty látek ochlazovací části pro variantu 1)

Parametr	Značení	Hodnota	
		Vstup	Výstup
Hmotnostní zlomek páry	w_v [-]	1	1
Hmotnostní zlomek vzduchu	w_{air} [-]	0	0
Teplota páry	T_v [°C]	150	100
Teplota chladící vody	T_w [°C]	94,2	97,8

- Výstupní hodnoty**

Tab. 7: Výstupní hodnoty výpočtu pro variantu 1)

Parametr	Značení	Hodnota
Chladící výkon kondenzátoru	\dot{Q}_w [kW]	5,81
Množství zkondenzované páry	$\dot{m}_{v,out}$ [kg/h]	8,72
Procento zkondenzování	- [%]	87,2
Objemový součinitel přestupu tepla	k_v [kW/m ³ ·K]	6,41



Obr. 20: Q-T diagram pro variantu 1)

6.5 Varianta 2)

• Kondenzace

Tab. 8: Vstupní a výstupní hodnoty látek kondenzační části pro variantu 2)

Parametr	Značení	Hodnota	
		Vstup	Výstup
Hmotnostní zlomek páry	w_v [-]	0,5	0,25
Hmotnostní zlomek vzduchu	w_{air} [-]	0,5	0,75
Saturační teplota páry	T_{sat} [°C]	86,9	73,1
Teplota chladicí vody	T_w [°C]	15	76,5

• Ochlazování

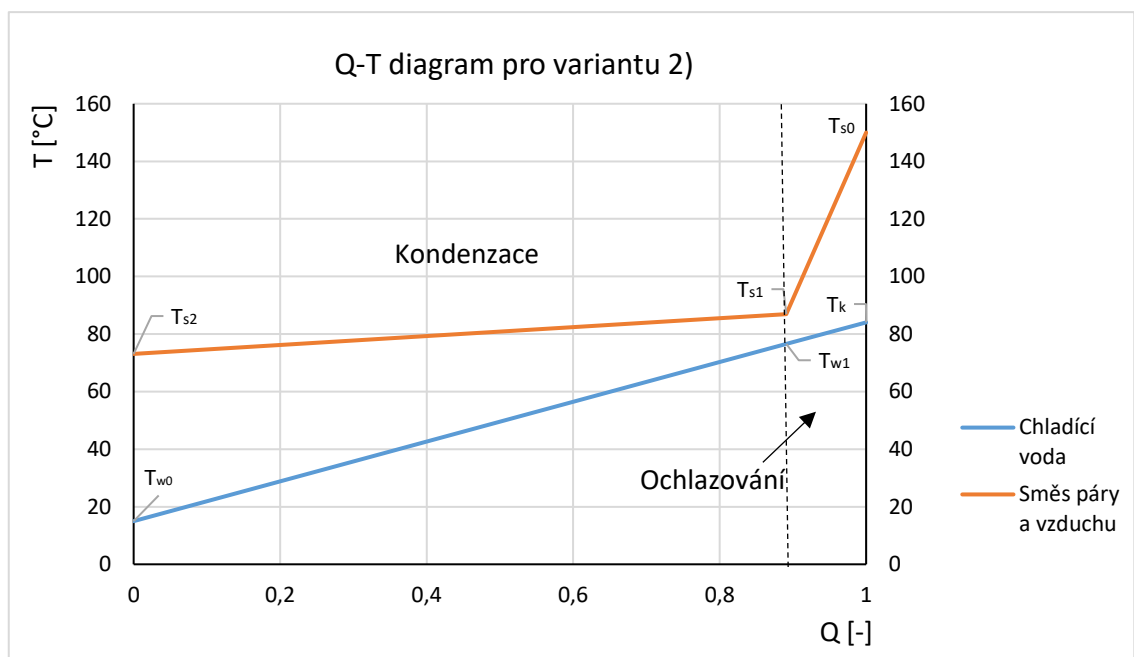
Tab. 9: Vstupní a výstupní hodnoty látek ochlazovací části pro variantu 2)

Parametr	Značení	Hodnota	
		Vstup	Výstup
Hmotnostní zlomek páry	w_v [-]	0,5	0,5
Hmotnostní zlomek vzduchu	w_{air} [-]	0,5	0,5
Teplota směsi	T_s [°C]	150	86,9
Teplota chladicí vody	T_w [°C]	76,5	84

- **Výstupní hodnoty**

Tab. 10: Výstupní hodnoty výpočtu pro variantu 2)

Parametr	Značení	Hodnota
Chladicí výkon kondenzátoru	\dot{Q}_w [kW]	4,82
Množství zkondenzované páry	$m_{v,out}$ [kg/h]	6,62
Procento zkondenzování	- [%]	66,2
Objemový součinitel přestupu tepla	k_V [kW/m ³ ·K]	5,48



Obr. 21: Q-T diagram pro variantu 2)

6.6 Varianta 3)

- Kondenzace**

Tab. 11: Vstupní a výstupní hodnoty látek kondenzační části pro variantu 3)

Parametr	Značení	Hodnota	
		Vstup	Výstup
Hmotnostní zlomek páry	w_v [-]	0,5	0,27
Hmotnostní zlomek vzduchu	w_{air} [-]	0,5	0,73
Saturační teplota v hlavním proudu	T_{sat} [°C]	86,9	74,4
Teplota na rozhraní kapky	T_i [°C]	80,5	55
Teplota chladící vody	T_w [°C]	15	74

- Ochlazování**

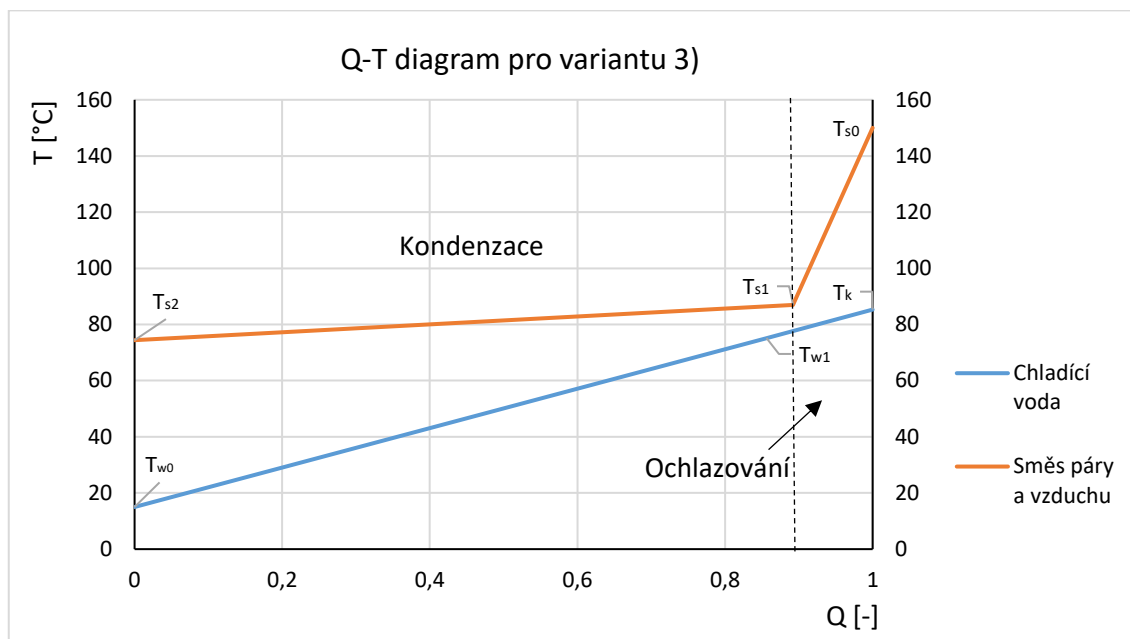
Tab. 12: Vstupní a výstupní hodnoty látek ochlazovací části pro variantu 3)

Parametr	Značení	Hodnota	
		Vstup	Výstup
Hmotnostní zlomek páry	w_v [-]	0,5	0,5
Hmotnostní zlomek vzduchu	w_{air} [-]	0,5	0,5
Teplota směsi	T_s [°C]	150	86,9
Teplota chladící vody	T_w [°C]	74	81,5

- Výstupní hodnoty**

Tab. 13: Výstupní hodnoty výpočtu pro variantu 3)

Parametr	Značení	Hodnota
Chladící výkon kondenzátoru	\dot{Q}_w [kW]	4,64
Množství zkondenzované páry	$\dot{m}_{v,out}$ [kg/h]	6,31
Procento zkondenzování	- [%]	63,1
Objemový součinitel přestupu tepla	k_V [kW/m ³ ·K]	4,79



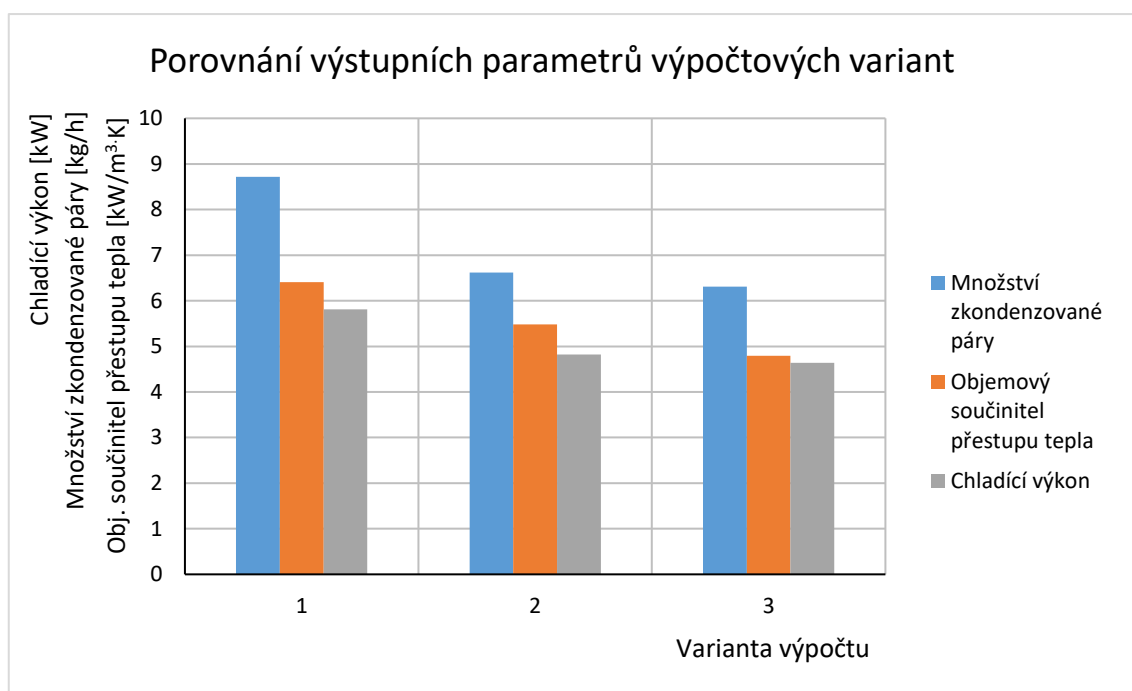
Obrázek 22: Q-T diagram pro variantu 3)

6.7 Porovnání výpočtových variant

V Tab. 14 na následující straně je shrnutí hodnot výstupních parametrů jednotlivých výpočtových variant. Průběh vypočtených hodnot odpovídá předpokládanému průběhu z hlediska vlivu nekondenzujícího plynu. Nejvyšších výstupních parametrů dosahuje varianta 1) čistá pára, kde není nekondenzující plyn uvažován. Varianta 2) uvažuje nekondenzující plyn ve smyslu snížení parciálního tlaku vodní páry ve směsi s nekondenzujícím plynem v hlavním proudu a snížení její saturační teploty. Zde je patrný pokles výstupních hodnot a vliv nekondenzujícího plynu na přestup tepla oproti variantě 1) s čistou párou. Nejnižších hodnot nabývají výstupní parametry u varianty 3), kde byl spolu s vlivem sníženého parciálního tlaku v hlavním proudu směsi uvažován vliv koncentračního gradientu nekondenzujícího plynu směrem k povrchu kapky. Hodnoty jsou zaneseny do grafu na Obr. 23.

Tab. 14: Porovnání výstupních parametrů jednotlivých variant

Veličina	Jednotka	Varianta	Hodnota	Pokles
Chladicí výkon	kW	1)	5,81	-
		2)	4,82	17 %
		3)	4,64	20 %
Množství zkondenzované páry	kg/h	1)	8,72	-
		2)	6,62	24 %
		3)	6,31	28 %
Obj. součinitel přestupu tepla	kW/m ³ ·K	1)	6,41	-
		2)	5,48	15 %
		3)	4,79	25 %



Obr. 23: Porovnání výstupních parametrů jednotlivých variant

7. Experimentální část

V této části bude vyhodnocen vliv nekondenzujícího plynu na kondenzaci vodní páry ve sprchovém kondenzátoru dle provedené série experimentů. Hlavními vyhodnocovanými výstupními parametry budou chladicí výkon, množství zkondenzované páry a objemový součinitel přestupu tepla. Cílem je vyhodnocení vlivu dle naměřených dat a následné porovnání s teoreticky určenými hodnotami a posouzení jejich shody.

7.1 Měřicí trať

Série experimentů byla provedena na sprchovém kondenzátoru nacházejícím se v laboratořích ČVUT na Julisce. Sprchový kondenzátor, na kterém byly experimenty provedeny, je zobrazen na Obr. 24. Jedná se o válcovou nádobu, ve které jsou v protiproudu přiváděny pracovní látky. V horní části kondenzátoru je přívod chladicí vody, kde je uprostřed válce upevněna trubka, na jejímž konci je připevněna rozstříkovací tryska. Pozice trysky je nastavitelná ve vertikálním směru dle délky trubky. Ve spodní části se nachází přívod směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu a sběrný otvor pro kondenzát. Jako nekondenzující plyn je pro měření využit stlačený vzduch z důvodu jeho dostupnosti v laboratořích ČVUT. Přívod směsi páry a vzduchu a kondenzátor byly dodatečně zaizolovány pro minimalizování tepelných ztrát.

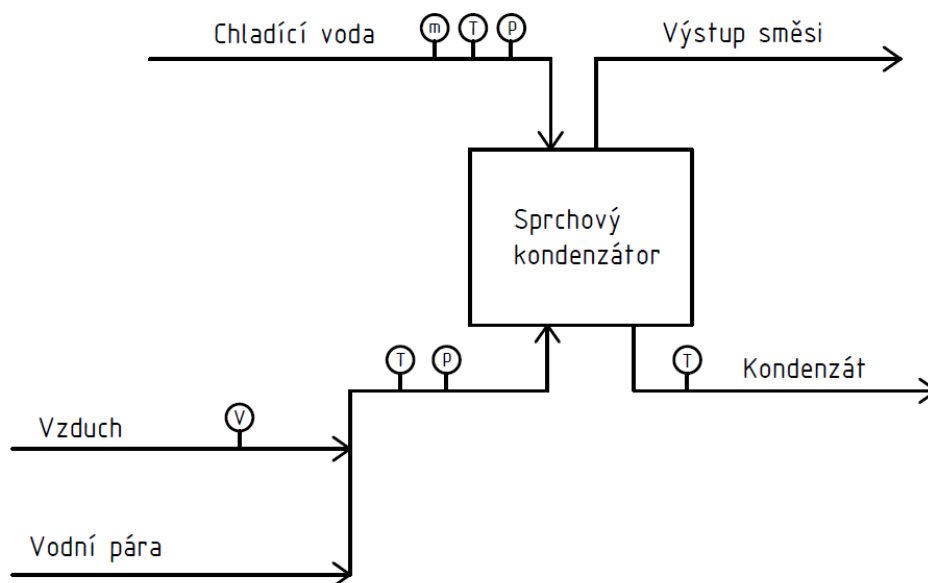


Obr. 24: Experimentální sprchový kondenzátor

Schéma měřící tratě je zobrazeno na Obr. 25. Měřící trať obsahuje několik měřících prvků ke stanovení potřebných veličin. Měřící prvky jsou připojeny k měřící ústředně se záznamem dat Sefram DAS 240. Měřící prvky jsou vyznačeny ve schématu a shrnuty v Tab. 15.

Tab. 15: Seznam měřících prvků

Měřící prvek	Jednotka	Měřená veličina
Termočlánek	°C	Teplota chladící vody
Termočlánek	°C	Teplota směsi páry a vzduchu
Termočlánek	°C	Teplota kondenzátu
Průtokoměr	l/h	Průtok chladící vody
Manometr	bar	Tlak chladící vody
Průtokoměr	Nm ³ /h	Průtok vzduchu



Obr. 25: Schéma měřící tratě

Pro distribuci chladící vody do kondenzátoru je využito rozstřikovací trysky. Na trhu je dostupných několik rozdílných typů trysek. Pro aplikaci v kondenzátoru je z důvodu rovnoměrného kruhového rozstřiku vhodný axiální typ rozstřiku s plným kuželem, jehož princip je zobrazen na Obr. 26.



Obr. 26: Axiální tryska s rozstřikem plného kužele [31]

Důležitými údaji o trysce jsou zejména:

- Objemový průtok \dot{V} [l/min] a pracovní tlak p_w [bar]
- Úhel rozstříku [°]
- Průměr kapek D [μm]
- Materiál trysky

Pro tuto aplikaci byla s ohledem na zmíněné údaje vybrána tryska 490.403.1Y.CA firmy Lechler. Úhel rozstříku této trysky je 45 ° a je vyrobena z nerezové oceli ČSN 17 349. Dalším důvodem výběru této trysky byla její dostupnost v laboratořích ČVUT. Objemový průtok a pracovní tlak jsou závislé na výběru konkrétního typu trysky.

Zásadním parametrem, který má vliv na provoz kondenzátoru je velikost kapek. Výpočtové velikosti kapek byly poskytnuty vedoucím práce z dřívějších měření na Ústavu Energetiky ČVUT FS a jsou shrnuty v Tab. 16. Výpočtové velikosti byly experimentálně určeny. Jedná se o průměrnou hodnotu za měřený úsek Sauterova průměru pro daný pracovní tlak chladicí vody. Sauterův průměr označuje průměr kapky, která má stejný poměr jejího objemu k jejímu povrchu, jako je poměr celkového objemu všech kapek k jejich celkovému povrchu.

Tab. 16: Průměrné hodnoty za měřený úsek Sauterova průměru pro různé pracovní tlaky chladicí vody

Tlak	Jednotka	Výpočtový průměr
2	bar	280
3	bar	250
4	bar	215

7.2 Naměřené hodnoty z experimentů

Provedeny byly experimenty s čistou parou a s rozdílnými obsahy vzduchu. Cílem experimentů bylo vyhodnocení vlivu nekondenzujícího plynu na kondenzaci vodní páry ve sprchovém kondenzátoru a posouzení přesnosti sestaveného teoretického modelu. Pozorován je vliv nekondenzujícího plynu

při různých pracovních tlacích a průtocích chladící vody. Následující tabulky shrnují parametry měření a naměřené hodnoty.

Tab. 17: Naměřené hodnoty série 1

Veličina	Jednotka	Číslo měření/Hodnoty			
		1	2	3	4
Výška aktivní zóny	m	0,25	0,25	0,25	0,25
Průtok vzduchu	Nm ³ /h	0	2	5	10
Výpočtový průměr kapek	μm	280	280	280	280
Tlak chladící vody	bar	2	2	2	2
Průtok chladící vody	kg/h	59,2	60,3	58,8	59,3
Teplota chladící vody	°C	18,8	16,6	16,8	16,9
Průtok vodní páry	kg/h	14,8	14,8	14,8	14,8
Teplota směsi na vstupu	°C	100,2	97,1	93,1	88
Teplota kondenzátu	°C	90,6	79,8	76,3	69,5

Tab. 18: Naměřené hodnoty série 2

Veličina	Jednotka	Číslo měření/Hodnoty			
		1	2	3	4
Výška aktivní zóny	m	0,25	0,25	0,25	0,25
Průtok vzduchu	Nm ³ /h	0	2	5	10
Výpočtový průměr kapek	μm	250	250	250	250
Tlak chladící vody	bar	3	3	3	3
Průtok chladící vody	kg/h	72,9	73,7	73,4	72,5
Teplota chladící vody	°C	18,4	15,6	15,9	16,2
Průtok vodní páry	kg/h	14,8	14,8	14,8	14,8
Teplota směsi na vstupu	°C	100,2	97,2	93,2	87,8
Teplota kondenzátu	°C	79,5	72,6	69,9	64,7

Tab. 19: Naměřené hodnoty série 3

Veličina	Jednotka	Číslo měření/Hodnoty			
		1	2	3	4
Výška aktivní zóny	m	0,25	0,25	0,25	0,25
Průtok vzduchu	Nm ³ /h	0	2	5	10
Výpočtový průměr kapek	μm	225	225	225	225
Tlak chladící vody	bar	3,7	3,7	3,7	3,7
Průtok chladící vody	kg/h	83,3	83,4	83,9	84,2
Teplota chladící vody	°C	18,3	16,9	15,7	15,2
Průtok vodní páry	kg/h	14,8	14,8	14,8	14,8
Teplota směsi na vstupu	°C	100,2	97,1	93,3	88
Teplota kondenzátu	°C	73,4	69,1	66	60,9

7.3 Vyhodnocení experimentů

Hlavními výstupními parametry které budou vyhodnocovány z hlediska vlivu nekondenzujícího plynu jsou chladící výkon, množství zkondenzované páry a objemový součinitel přestupu tepla. Měření bylo provedeno pro tři rozdílné pracovní tlaky a průtoky chladící vody. Porovnání s teoreticky navrženým modelem bude provedeno pro výpočtovou variantu 3).

- **Chladící výkon**

Chladící výkon je určen ze strany vody dle rovnice (7.1) a hodnoty z měření jsou shrnuty v Tab. 20 spolu s procentuálním vyjádřením poklesu chladícího výkonu v závislosti na obsahu vzduchu.

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot (h_k - h_{w0}) \quad (7.1)$$

Tab. 20: Naměřené hodnoty chladícího výkonu [kW]

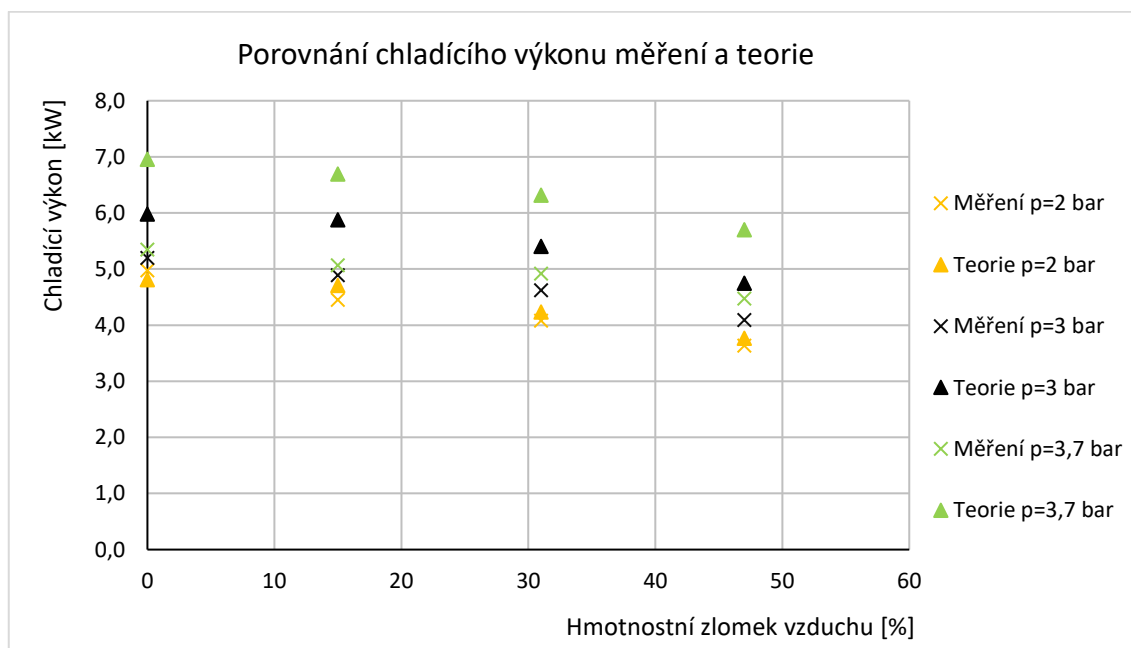
Veličina		Tlak chladící vody	Hodnoty			
Hm. zlomek vzduchu			0	0,15	0,31	0,47
Chladící výkon	Měření	2 bar	4,97	4,45	4,08	3,64
	Pokles		-	10 %	18 %	27 %
Chladící výkon	Měření	3 bar	5,20	4,89	4,62	4,09
	Pokles		-	6 %	11 %	21 %
Chladící výkon	Měření	3,7 bar	5,34	5,07	4,91	4,47
	Pokles		-	5 %	8 %	16 %

Naměřené hodnoty chladícího výkonu mají se zvyšujícím se obsahem vzduchu klesající trend. Pokles naměřeného chladícího výkonu je v rozsahu 0-27 %.

Porovnání hodnot chladícího výkonu v závislosti na obsahu vzduchu ve směsi měřených a teoretických hodnot přináší Tab. 21. Závislost je vynesena graficky na Obr. 27. Klesající trend naměřených hodnot koresponduje s předpokládaným průběhem dle teoretického výpočtu. S nárůstem pracovního tlaku chladící vody a jejího průtoku bylo předpokládáno zvýšení chladícího výkonu. Dle naměřených hodnot se chladící výkon zvyšuje, avšak nárůst je mírnější než bylo předpokládáno, a teoretické hodnoty jsou posunuty o přibližně konstantní hodnotu výše na svislé ose. Odchylka naměřených hodnot vzhledem k teoreticky určeným se pohybuje v rozsahu 0-24 %.

Tab. 21: Porovnání chladícího výkonu [kW] měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu

Veličina		Tlak chladící vody	Hodnoty			
Hm. zlomek vzduchu			0	0,15	0,31	0,47
Chladící výkon	Měření	2 bar	4,97	4,45	4,08	3,64
	Teorie 3)		4,81	4,70	4,23	3,76
Chladící výkon	Měření	3 bar	5,20	4,89	4,62	4,09
	Teorie 3)		5,98	5,87	5,40	4,75
Chladící výkon	Měření	3,7 bar	5,34	5,07	4,91	4,47
	Teorie 3)		6,95	6,69	6,32	5,70



Obr. 27: Porovnání chladícího výkonu měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu

- **Množství zkondenzované páry**

Množství kondenzátu (zkondenzovaná pára + chladící voda) úseku měření je stanoveno bilančně pomocí změřené teploty chladící vody na vstupu a teploty kondenzátu dle rovnice (7.2), kde t je čas měření [s]. Současně byla provedena kontrola pomocí zachytávání kondenzátu do sběrné nádoby pod kondenzátorem a její zvažení. Hodnoty získané pomocí obou

metod jsou shrnuty v Tab. 22. Hodnoty množství kondenzátu získané zvážením jsou vyšší v rozsahu 0-2 %. Tato odchylka může být způsobena tepelnými ztrátami kondenzátoru a přívodního potrubí. Pro minimalizaci těchto ztrát bylo provedeno zaizolování.

$$m_k = \left(\frac{\dot{Q}_w}{h_{v0} - h_k} + \dot{m}_w \right) \cdot t \quad [kg] \quad (7.2)$$

Tab. 22: Porovnání množství kondenzátu získané metodou bilance a zvážením [kg]

Veličina		Tlak chladicí vody	Hodnoty			
Hm. zlomek vzduchu			0	0,15	0,31	0,47
Množství kondenzátu	Bilance	2 bar	5,58	5,60	5,42	5,41
	Zvážení		5,60	5,70	5,46	5,45
Množství kondenzátu	Bilance	3 bar	6,74	6,76	6,70	6,55
	Zvážení		6,85	6,83	6,80	6,62
Množství kondenzátu	Bilance	3,7 bar	6,09	6,07	6,09	6,06
	Zvážení		6,18	6,06	6,12	6,12

Množství zkondenzované páry je určeno dle rovnice (7.3). Naměřené hodnoty spolu s procentuálním vyjádřením poklesu hodnot jsou shrnuty v Tab. 23. Naměřené množství zkondenzované páry má klesající trend a pokles hodnot je v rozsahu 0-23 %.

$$\dot{m}_{v,out} = \frac{\dot{Q}_w}{h_{v0} - h_k} \quad \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (7.3)$$

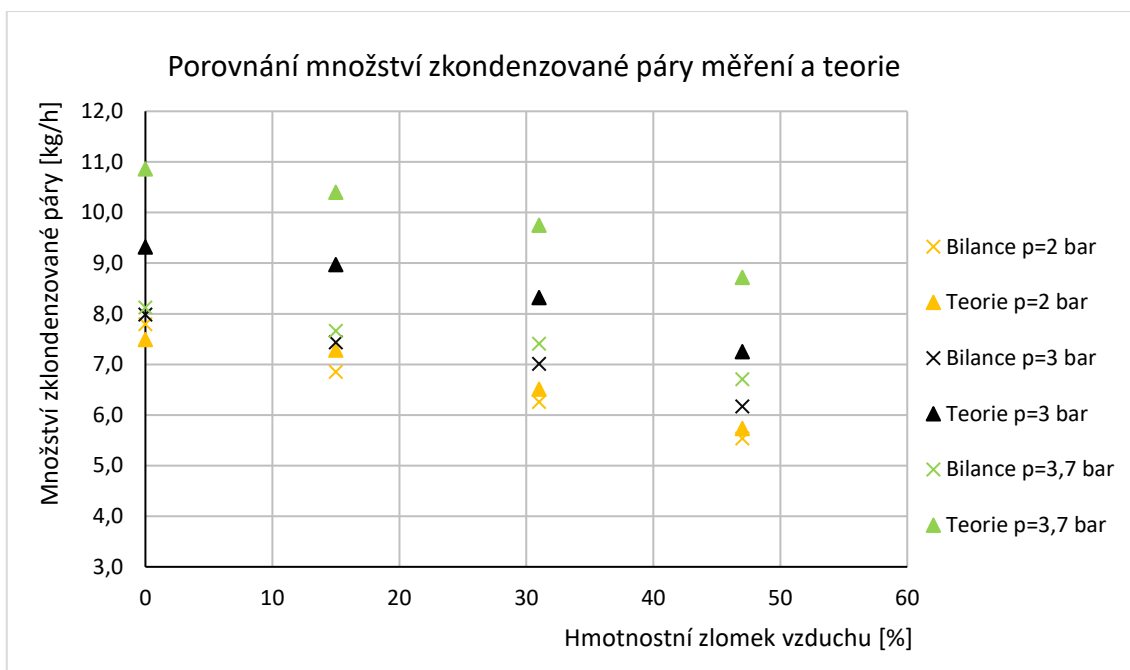
Tab. 23: Naměřené hodnoty množství zkondenzované páry [kg/h]

Veličina		Tlak chladicí vody	Hodnoty			
Hm. zlomek vzduchu			0	0,15	0,31	0,47
Množství zkondenzované páry	Bilance	2 bar	7,80	6,85	6,26	5,53
	Pokles		-	15 %	16 %	18 %
Množství zkondenzované páry	Bilance	3 bar	7,98	7,44	7,01	6,17
	Pokles		-	7 %	12 %	23 %
Množství zkondenzované páry	Bilance	3,7 bar	8,12	7,66	7,41	6,71
	Pokles		-	6 %	9 %	17 %

Porovnání naměřených a teoreticky stanovených hodnot množství zkondenzované páry v závislosti na obsahu vzduchu ve směsi shrnuje Tab. 24 a závislost je vynesena graficky na Obr. 28. Klesající trend teoretických hodnot obdobně jako u chladicího výkonu relativně přesně koresponduje s naměřenými hodnotami a chování odpovídá teoretickým předpokladům, avšak se zvýšeným průtokem chladicí vody jsou teoretické hodnoty posunuty na svislé ose a hodnoty vycházejí vyšší. Odchylka naměřených hodnot vzhledem k teoreticky určeným se pohybuje v rozsahu 0-26 %.

Tab. 24: Porovnání množství zkondenzované páry [kg/h] měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu

Veličina		Tlak chladicí vody	Hodnoty			
Hm. zlomek vzduchu			0	0,15	0,31	0,47
Množství zkondenzované páry	Bilance	2 bar	7,80	6,85	6,26	5,53
	Teorie 3)		7,49	7,28	6,51	5,73
Množství zkondenzované páry	Bilance	3 bar	7,98	7,44	7,01	6,17
	Teorie 3)		9,32	8,97	8,32	7,25
Množství zkondenzované páry	Bilance	3,7 bar	8,12	7,66	7,41	6,71
	Teorie 3)		10,86	10,40	9,75	8,72



Obr. 28: Porovnání množství zkondenzované páry měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu

- **Objemový součinitel přestupu tepla**

Objemový součinitel přestupu tepla je určen dle následujícího vztahu

$$k_V = \frac{\dot{Q}_w}{V \cdot \Delta T_{ln}} \quad (7.4)$$

kde střední logaritmický teplotní rozdíl ΔT_{ln} je určen následovně

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{v,in} - T_k) - (T_{v,out} - T_{w,in})}{\ln \frac{(T_{v,in} - T_k)}{(T_{v,out} - T_{w,in})}} \quad (7.5)$$

Výstupní teplota páry je dopočtena bilančně z množství zkondenzované páry, ze kterého je určena koncentrace páry na výstupu, její parciální tlak a následně výstupní saturační teplota. Naměřené hodnoty objemového součinitele přestupu tepla spolu s procentuálním vyjádřením poklesu jsou shrnuty v Tab. 25. Pokles objemového součinitele je v rozsahu 0-35 %.

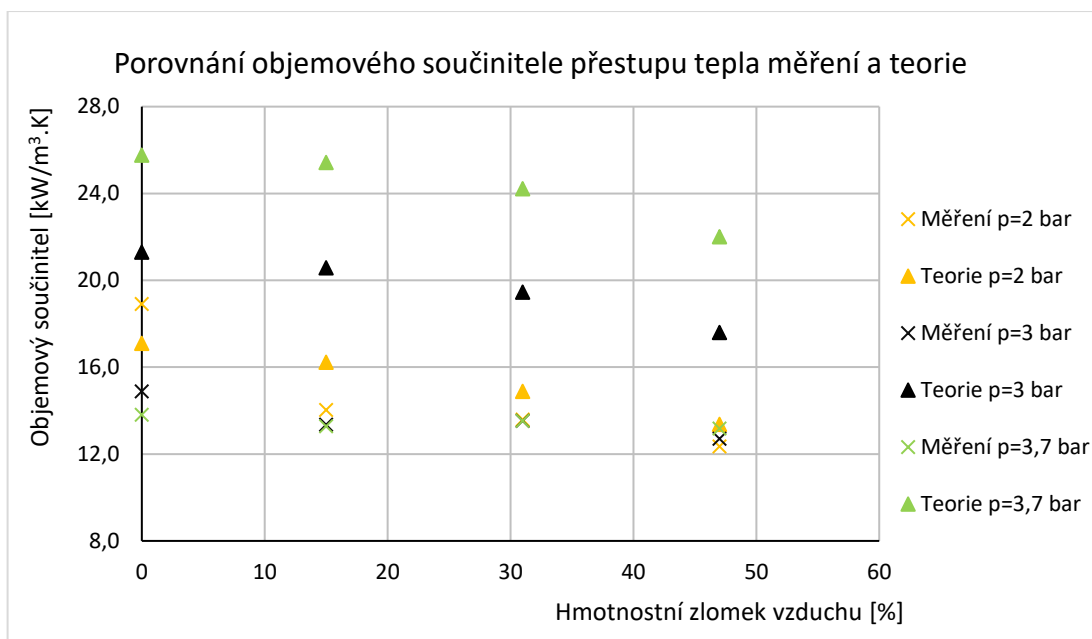
Tab. 25: Naměřené hodnoty objemového součinitele přestupu tepla [$kW/m^3.K$]

Veličina		Tlak chladící vody	Hodnoty			
Hm. zlomek vzduchu			0	0,15	0,31	0,47
Objemový součinitel	Měření	2 bar	18,8	14,0	13,6	12,3
	Pokles		-	26 %	28 %	35 %
Objemový součinitel	Měření	3 bar	14,8	13,3	13,5	12,7
	Pokles		-	10 %	9 %	14 %
Objemový součinitel	Měření	3,7 bar	13,8	13,3	13,5	13,2
	Pokles		-	4 %	2 %	4 %

Porovnání naměřených a teoreticky stanovených hodnot objemového součinitele přestupu tepla v závislosti na obsahu vzduchu ve směsi shrnuje Tab. 26 a závislost je vynesena do grafu na Obr. 29. Odchylka naměřených hodnot vzhledem k teoreticky určeným se pohybuje v rozsahu 0-48 %.

Tab. 26: Porovnání objemového součinitele přestupu tepla [$kW/m^3.K$] měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu

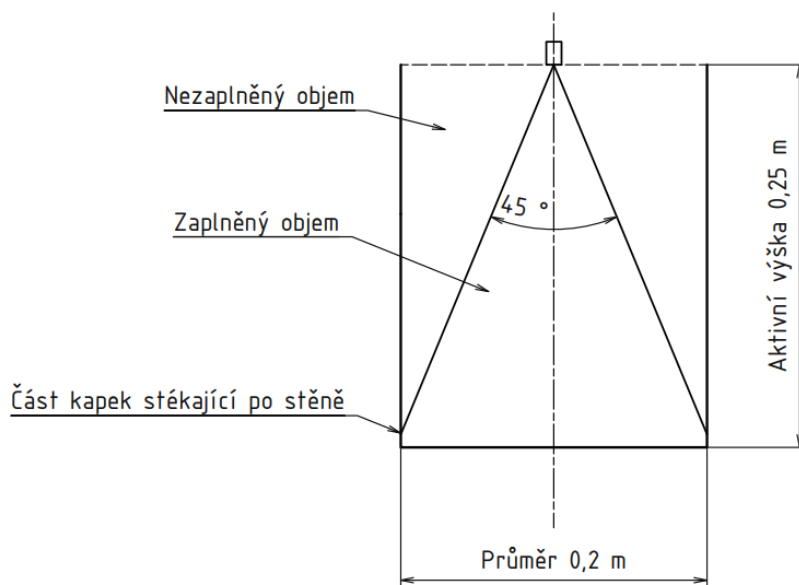
Veličina		Tlak chladící vody	Hodnoty			
Hm. zlomek vzduchu			0	0,15	0,31	0,47
Objemový součinitel	Měření	2 bar	18,9	14,0	13,6	12,4
	Teorie c)		17,1	16,2	14,9	13,4
Objemový součinitel	Měření	3 bar	14,9	13,3	13,5	12,7
	Teorie c)		21,3	20,6	19,5	17,6
Objemový součinitel	Měření	3,7 bar	13,8	13,3	13,5	13,2
	Teorie c)		25,8	25,4	24,2	22,0



Obr. 29: Porovnání objemového součinitele přestupu tepla měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu

Z porovnání výstupních parametrů z měření a teoreticky určených vyplývá, že teoretický model vykazuje vyšší hodnoty. Teoretický model je v určitých ohledech zjednodušený a podmínky při experimentech se liší. Odchylka může být způsobena vlivem:

- Uvažování výpočtové velikosti kapek, která je určena jako průměrná hodnota za měřený úsek
- Nezaplnění plného objemu válce při kuželovém rozstříku během experimentů nebo ostříku stěn. Schématický popis vyplnění objemu kondenzátoru chladící kapalinou je na Obr. 30. Podíl zaplněného objemu (kužel) při experimentech a při teoretickém navrženém modelu (plný válec) je menší než polovina. Část směsi vodní páry a vzduchu tak proudí částí nezaplněného objemu kondenzátoru.

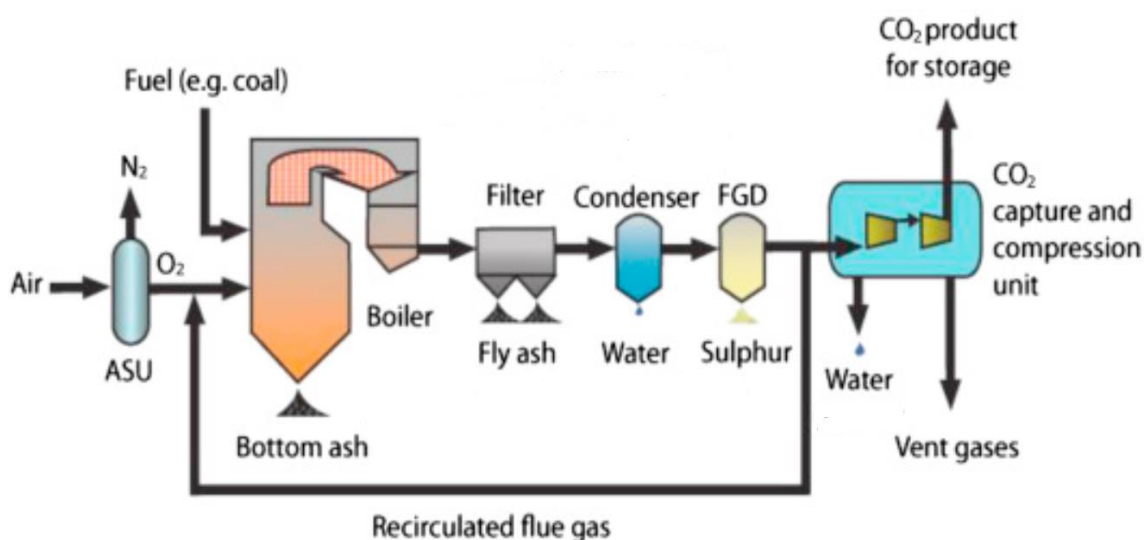


Obr. 30: Schéma vyplnění objemu kondenzátoru chladicí kapalinou

Důsledkem těchto vlivů je pozorována při experimentech horší chladicí schopnost kondenzátoru během kondenzace, než předpokládá navržený teoretický model. Při aplikování tohoto modelu by mohlo dojít k poddimenzování kondenzátoru a nedodržení požadovaného chladicího výkonu nebo procenta zkondenzování páry.

8. Návrh sprchového kondenzátoru spalin

V této části práce je proveden návrh kondenzátoru spalin pro budoucí experimentální využití v laboratořích ČVUT. V rámci kapitoly 4 byl popsán princip technologie CCS oxyfuel spalování. Na Obr. 31 je zobrazeno schéma možného uspořádání CCS oxyfuel technologie a zařazení sprchového kondenzátoru do systému.



Obr. 31: Uspořádání CCS oxyfuel systému [32]

Na základě postupu výpočtu v předešlých kapitolách je proveden předběžný návrh kondenzátoru pro kondenzaci vodní páry ze spalin při využití technologie CCS oxyfuel spalování.

8.1 Zadání pro návrh spalinového kondenzátoru

Sprchový kondenzátor bude zařazen v systému s kotlem produkujícím 25 Nm³/h spalin. V kapitole 4 byly uvedeny příklady složení spalin na výstupu z kotle. Jako palivo je při návrhu uvažována dřevní biomasa s nízkým obsahem dusíku a síry. Spaliny mohou obsahovat rovněž přebytečný spalovací kyslík. Výpočet bude z tohoto hlediska zjednodušen a složení spalin bude uvažováno

jako směs pouze vodní páry a oxidu uhličitého. Zadané parametry obsahuje Tab. 27.

Tab. 27: Zadání pro návrh spalínového kondenzátoru

Parametr	Značení	Hodnota
Objemový tok spalin	\dot{V}_{fg} [Nm ³ /h]	25
Objemový zlomek CO ₂	x_{CO_2} [-]	0,55
Objemový zlomek páry	x_v [-]	0,45
Vstupní teplota spalin	T_{fg0} [°C]	150
Požadované zkondenzování	- [%]	90

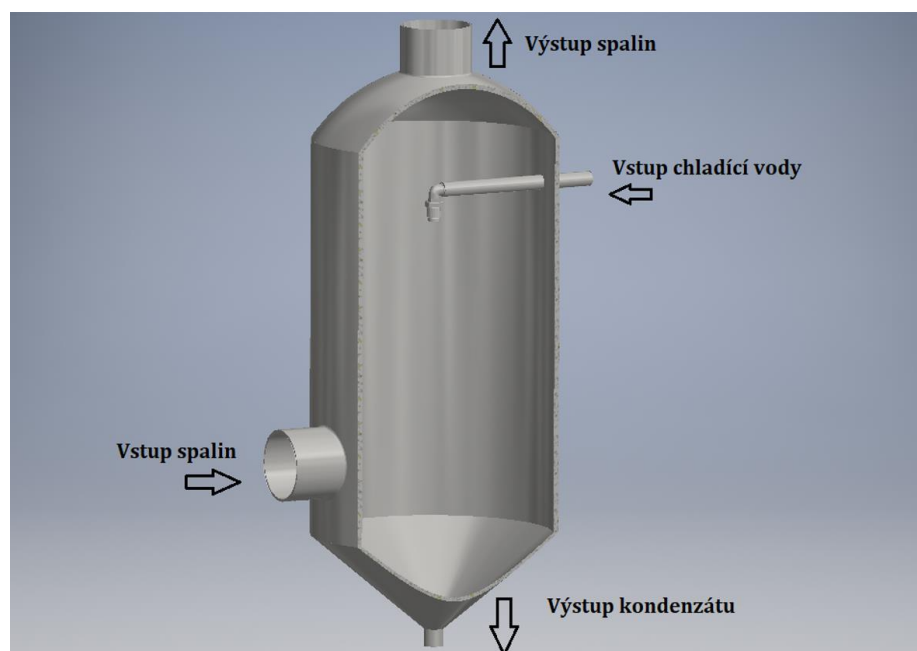
8.2 Návrh parametrů kondenzátoru

V kapitolách 5 a 6 byl stanoven postup výpočtu přestupu tepla v kondenzátoru a byl navržen teoretický model. Výpočet byl prováděn pro kondenzátor nacházející se v laboratořích ČVUT. Jeho geometrie byla uvažována jako vstupní parametr a byl prováděn výpočet chladícího výkonu a množství zkondenzované páry pro tuto geometrii. Při tomto návrhu je volen opačný přístup, kde je předpokladem požadované zkondenzování páry ze zadaného množství spalin a jejich složení. Pro tyto podmínky je určována geometrie výměníku a další jeho parametry.

Tab. 28: Volené vstupní parametry sprchového kondenzátoru

Parametr	Značení	Hodnota
Průměr kondenzátoru	d [m]	1
Tlak spalin	p_{fg} [bar]	1
Vstupní teplota chladící vody	T_{w0} [°C]	15
Výpočtový průměr kapek	D [μm]	250
Úhel rozstřiku trysky	- [°]	45
Pracovní tlak chladící vody	p_w [bar]	3
Hmotnostní tok chladící vody	\dot{m}_w [kg/h]	75

Tab. 28 uvádí volené vstupní parametry. Průměr kondenzátoru je volen s ohledem na výběr trysky 490.403.1Y.CA firmy Lechler a rozměr rozstříkovaného kužele tak, aby nedocházelo k nadměrnému stékání chladící vody po stěnách kondenzátoru. Pracovní tlak chladící vody je volen 3 bary. Pro tento pracovní tlak a vybranou trysku odpovídá dle experimentů hmotnostní průtok chladící vody 75 kg/h. Základní návrh konstrukce sprchového kondenzátoru spolu s vyznačenými toky médií je zobrazen na Obr. 32. Kondenzátor bude vyroben z nerezové oceli.



Obr. 32: Základní návrh konstrukce sprchového kondenzátoru

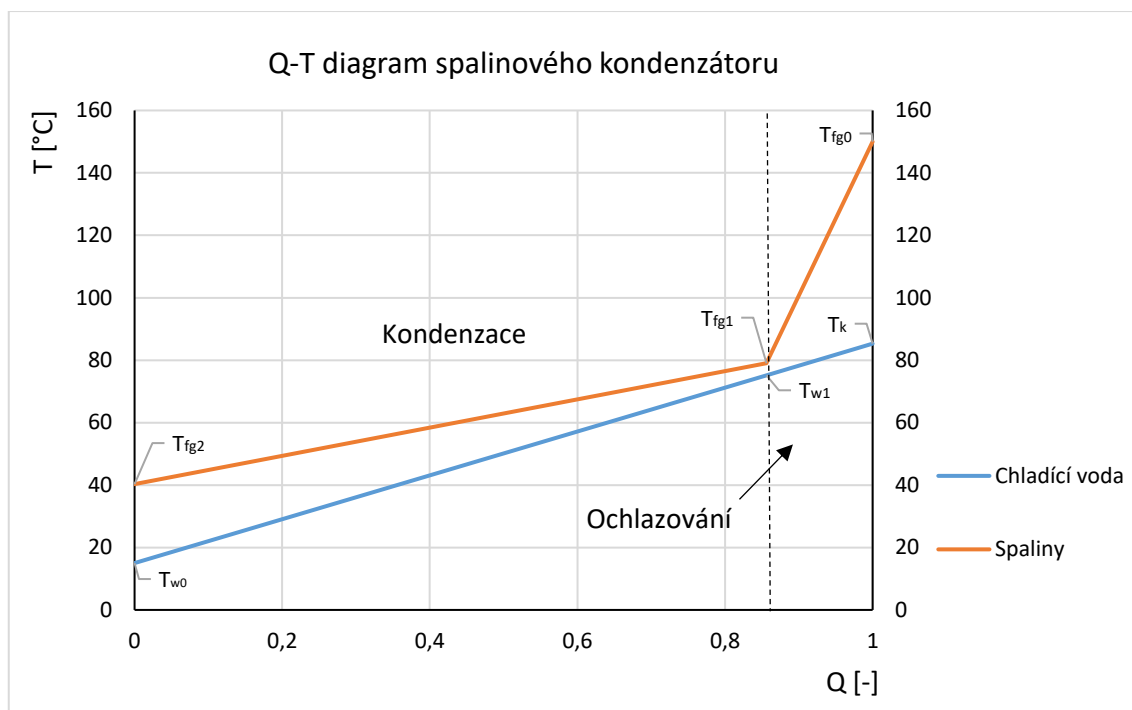
Postup při návrhu kondenzátoru je následující:

1. Prvotní odhadnutí aktivní výšky kondenzátoru a výšky ochlazovací a kondenzační části v rámci kondenzátoru
2. Stanovení saturační teploty páry v hlavním proudu směsi dle rovnic (6.1) až (6.6)
3. Stanovení saturační teploty na rozhraní kapky dle postupu v kapitole 5.3
4. Určení času setrvání kapky v kondenzační části dle rovnice (5.21), kde je uvažována konstantní rychlost kapek
5. Určení Furierova čísla a střední bezrozměrné teploty dle rovnic (5.19) a (5.20)
6. Určení výstupní teploty chladící vody kondenzační části, která je vstupní teplotou do ochlazovací části dle rovnice (5.18)
7. Stanovení chladícího výkonu kondenzační části a množství zkondenzované páry dle rovnic (5.3) a (5.4)
8. Kontrola dodržení požadovaného zkondenzování páry a případná úprava kondenzační výšky v bodě 1)
9. Určení Biotova čísla dle rovnice (5.44)
10. Určení Reynoldsova a Prandtlova čísla dle rovnic (5.38) a (5.39)
11. Stanovení Nusseltova čísla a součinitele přestupu tepla dle rovnic (5.40) a (5.47)
12. Určení plochy kapek ochlazovací části dle rovnic (5.49), (5.50), (5.51) a výpočet chladícího výkonu dle rovnice (5.48)
13. Porovnání skutečného a potřebného chladícího výkonu dle rovnic (5.7) (5.8) a případná úprava výšky ochlazovací části v bodě 1)
14. Určení ohřátí chladící vody v ochlazující části a výstupní teploty kondenzátu dle rovnice (5.10)
15. Stanovení chladícího výkonu dle rovnice (5.1) a objemového součinitele přestupu tepla kondenzátoru dle rovnic (5.5) a (5.11) podle poměru objemů ochlazovací a kondenzační části

Tab. 29: Výsledné hodnoty návrhu

	Parametr	Značení	Hodnota
1)	Aktivní výška	H [m]	2
	Výška kondenzační části	$H_{kč}$ [m]	0,9
	Výška ochlazovací části	$H_{oč}$ [m]	1,1
2)	Saturační teplota	T_{sat} [°C]	79
3)	Teplota na rozhraní	T_i [°C]	75,5
4)	Čas setrvání v kondenzační části	t [s]	0,05
5)	Furierovo číslo	$Fo[-]$	0,46
	Střední bezrozměrná teplota	$\theta_m [-]$	0,99
6)	Výstupní teplota kondenzační části	T_{w1} [°C]	75,2
7-8)	Chladicí výkon kondenzační části	$\dot{Q}_{kč}$ [kW]	5,25
	Množství zkondenzované páry	$m_{v,out}$ [°C]	8,13
	Procento zkondenzování	- [%]	90
9)	Biotovo číslo	$Bi [-]$	0,08
10)	Reynoldosovo číslo	$Re [-]$	187
	Prandtlovo číslo	$Pr [-]$	0,88
11)	Nusseltovo číslo	$Nu [-]$	9,7
	Součinitel přestupu tepla	α [kW/m ² ·K]	1244
12-13)	Plocha kapek	S [m ²]	0,033
	Chladicí výkon ochlazovací části	$\dot{Q}_{oč}$ [kW]	0,9
14)	Teplota kondenzátu	T_k [°C]	85,3
15)	Chladicí výkon kondenzátoru	\dot{Q}_w [kW]	6,15
	Objemový součinitel přestupu tepla	k_V [W/m ³ ·K]	700

Dle výpočtu byla určena aktivní výška kondenzátoru tj. vzdálenost mezi hrdlem trysky a vstupem spalin 2 m. Tato výška byla stanovena pro požadované zkondenzování vodní páry ze spalin 90 % při průtoku chladicí vody 75 kg/h. Na Obr. 33 je zobrazen Q-T diagram spalinového kondenzátoru pro orientační znázornění průběhu teplot médií v rámci výměníku.



Obr. 33: Q-T diagram spalínového kondenzátoru

Při experimentech byla pozorována horší chladící schopnost kondenzátoru během kondenzace, než předpokládá navržený teoretický model. Při aplikování tohoto modelu by mohlo dojít k poddimenzování kondenzátoru a nedodržení požadovaného procenta zkondenzování páry. Pro pracovní tlak chladící vody 3 bary během experimentů se odchylka naměřeného množství zkondenzované páry vůči teoreticky určenému pohybovala okolo 15 %. Z důvodu bezpečnosti je vhodné zvýšení chladící schopnosti kondenzátoru oproti návrhovému bodu určenému teoretickým modelem. Možnosti změn provozních parametrů kondenzátoru a jejich vliv na provoz je proto rozebrán v následující kapitole, kde je rovněž popsán základní návrh regulace provozu kondenzátoru.

9. Vyhodnocení vlivu hlavních provozních parametrů kondenzátoru

Provoz sprchového kondenzátoru je závislý na několika hlavních provozních parametrech. Tato kapitola uvádí jejich rozbor a vyhodnocení vlivu těchto provozních parametrů na chladicí výkon kondenzátoru a procento zkondenzování páry ze spalin. V Tab. 30 jsou shrnuty parametry kondenzátoru, jenž mají zásadní vliv na jeho provoz.

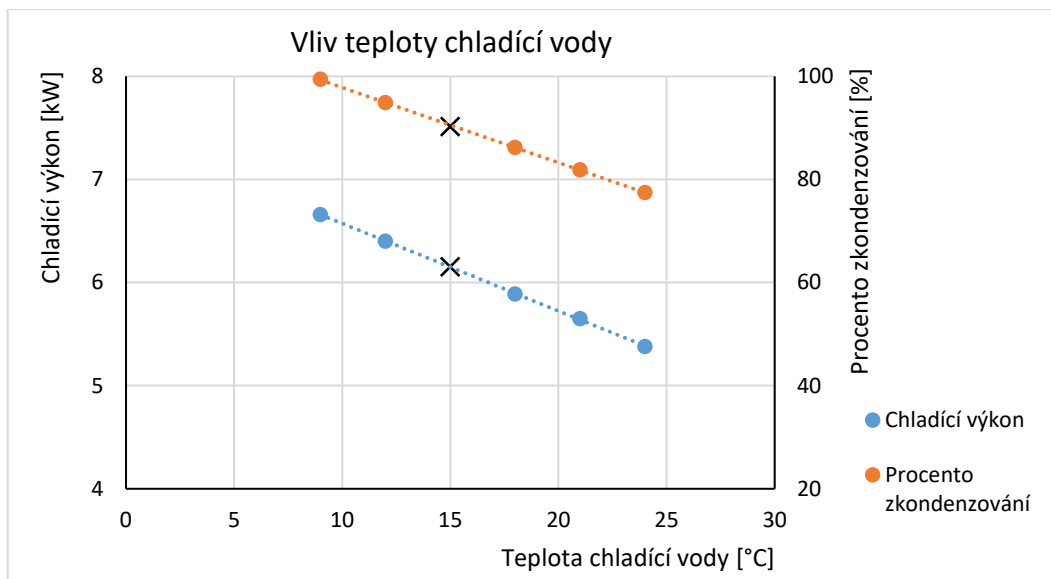
Tab. 30: Vyhodnocované parametry

Parametr	Značení
Hmotnostní průtok chladicí vody	\dot{m}_w [kg/h]
Výška kondenzátoru	H [m]
Teplota chladicí vody	T_w [°C]
Průměr rozstříkovaných kapek	D [μm]

V následující části této kapitoly jsou uvedeny grafické závislosti chladicího výkonu a procenta zkondenzování páry na jednotlivých hlavních provozních parametrech. Návrhový bod spalinového kondenzátoru je v grafech odlišen od ostatních hodnot černým křížkem.

- **Vliv teploty chladicí vody**

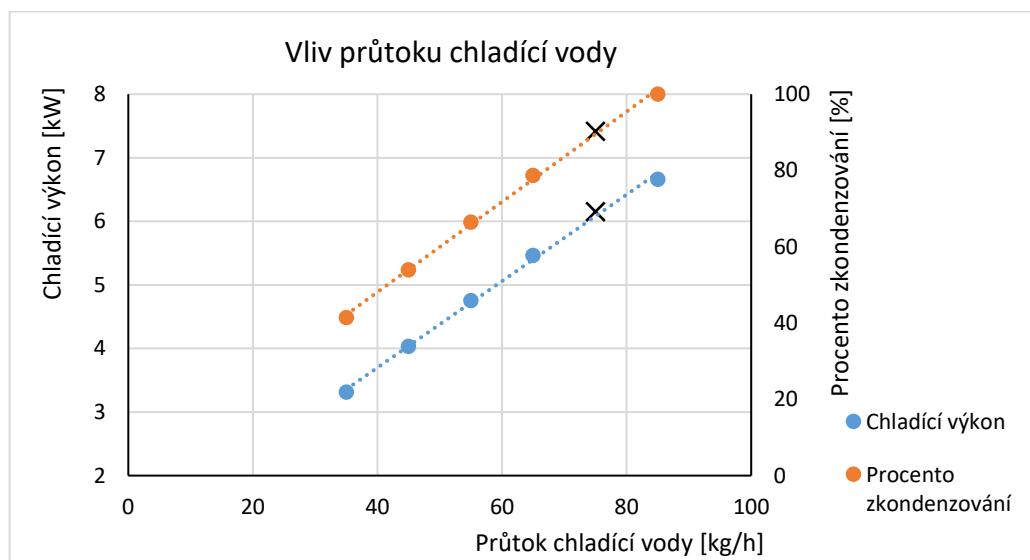
Na Obr. 34 je zobrazen průběh chladicího výkonu a procenta zkondenzování v závislosti na teplotě chladicí vody. Zvýšení teploty chladicí vody má za následek lineární snižování chladicího výkonu a množství zkondenzované páry. Při změně teploty chladicí vody z návrhové teploty 15 °C na 24 °C dochází ke snížení procenta zkondenzování o 13 %. Při poklesu teploty na 9 °C dojde ke zvýšení procenta zkondenzování o 9 %.



Obr. 34: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na teplotě chladící vody

- **Vliv průtoku chladící vody**

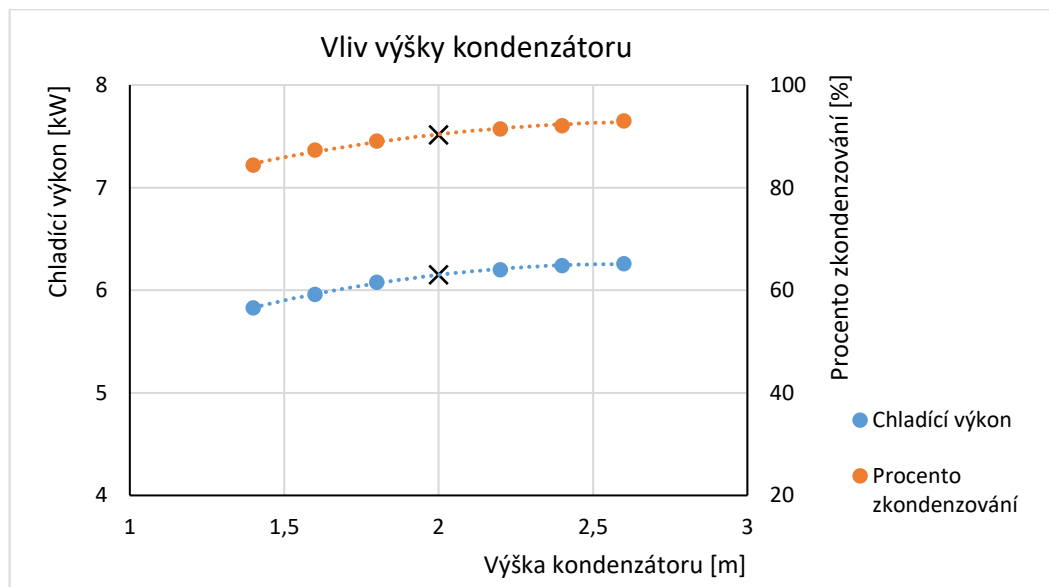
Na Obr. 35 je zobrazen průběh chladícího výkonu a procenta zkondenzování v závislosti na průtoku chladící vody. Zvyšování průtoku chladící vody má za následek zvyšování chladícího výkonu a množství zkondenzované páry. Při zvýšení průtoku chladící vody na 85 kg/h oproti návrhovému bodu 75 kg/h se procento zkondenzování zvyšuje na úroveň plného zkondenzování. Naopak při jeho snížení až na úroveň 35 kg/h dochází k poklesu procenta zkondenzování na úroveň 41 %.



Obr. 35: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na průtoku chladící vody

- **Vliv výšky kondenzátoru**

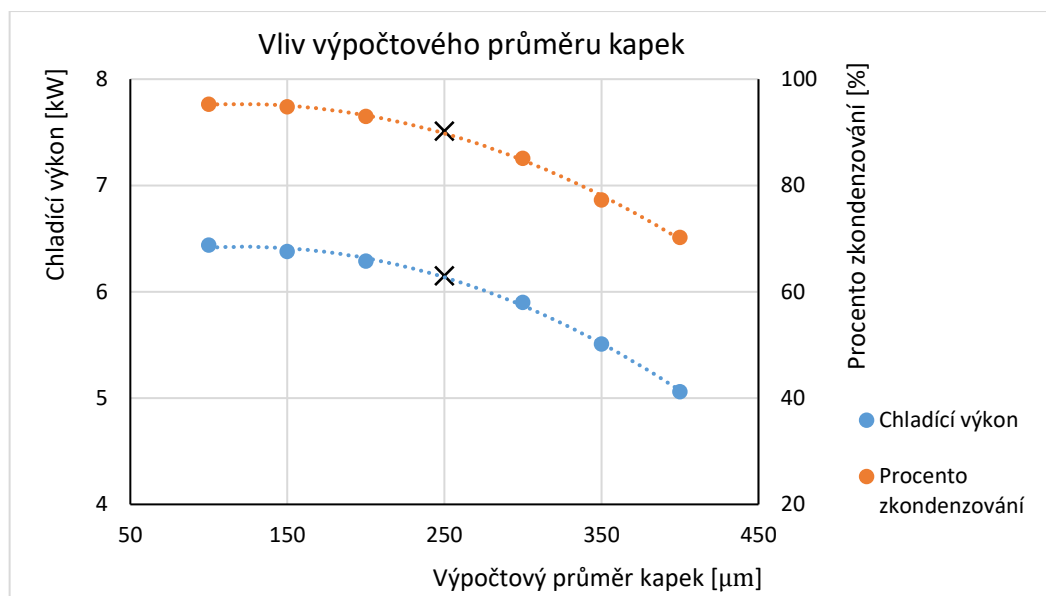
Na Obr. 36 je zobrazen průběh chladícího výkonu a procenta zkondenzování v závislosti na výšce kondenzátoru. Zvětšování výšky kondenzátoru má za následek mírné zvyšování chladícího výkonu a množství zkondenzované páry. Při zvětšení výšky kondenzátoru z návrhových 2 m na 2,4 m dochází ke zvýšení procenta zkondenzování z 90 % na 93 %. Naopak při jeho snížení až na 1,4 m dochází k poklesu procenta zkondenzování na 84 %.



Obr. 36: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na výšce kondenzátoru

- **Vliv výpočtového průměru kapek**

Na Obr. 37 je zobrazen průběh chladícího výkonu a procenta zkondenzování v závislosti na výpočtovém průměru kapek. Zvětšování kapek má za následek pokles chladícího výkonu a množství zkondenzované páry. Při zvětšení kapek z návrhového výpočtového průměru 250 μm na 400 μm dochází k poklesu procenta zkondenzování z 90 % na 70 %. Naopak při zmenšení kapek na 100 μm dochází k růstu procenta zkondenzování na 95 %.



Obr. 37: Závislost chladicího výkonu a procenta zkondenzování na výpočtovém průměru kapek

9.1 Návrh regulace kondenzátoru

Výše byly rozebrány hlavní provozní parametry kondenzátoru. Při provozu se však mohou měnit také parametry na straně spalin, které mají vliv na provoz kondenzátoru. Parametry, které se mohou měnit na straně spalin jsou uvedeny v následující tabulce.

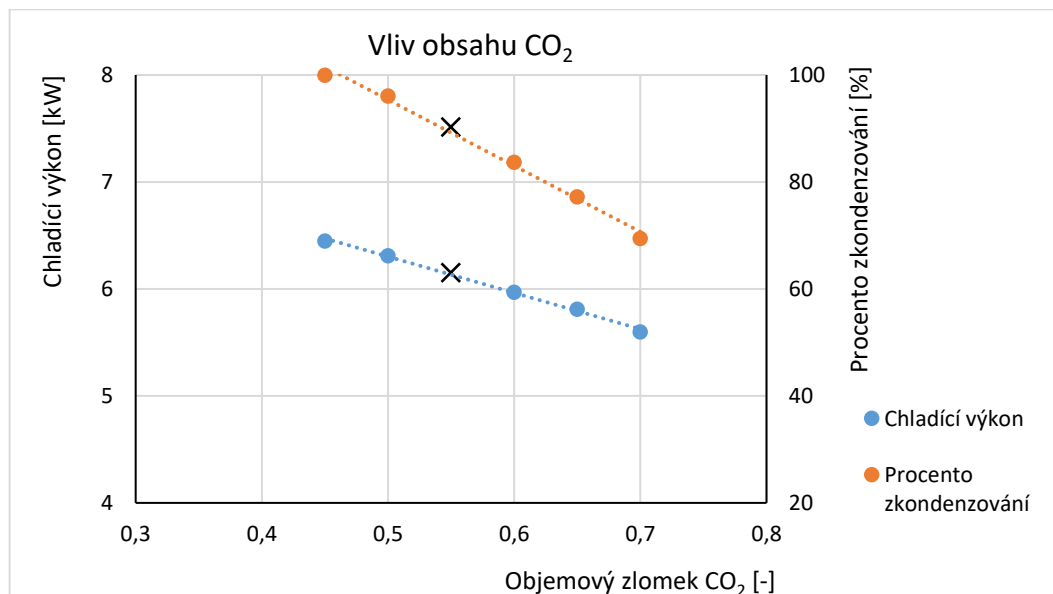
Tab. 31: Parametry spalin ovlivňující provoz kondenzátoru

Parametr	Značení
Průtok spalin	[Nm ³ /h]
Objemový zlomek CO ₂	[-]
Teplota spalin	[°C]

Při změně některých ze zmíněných parametrů je pro zachování požadovaného procenta zkondenzování nutno regulovat provoz kondenzátoru. Nejjednodušším způsobem je regulace pracovního tlaku chladicí vody. Zvýšení pracovního tlaku má za následek zvýšení průtoku chladicí vody a zmenšení rozměru rozstříkovaných kapek. Vliv těchto změn byl rozebrán v předešlé kapitole.

- **Regulace při zvýšení koncentrace CO₂ ve spalinách**

Jako příklad možnosti regulace je uvedena situace, kdy dojde ke zvýšení koncentrace CO₂ ve spalinách. Ke zvýšení koncentrace CO₂ ve spalinách může dojít například v důsledku změny paliva nebo jeho prvkového složení. Změna složení spalin vede k ovlivnění provozních parametrů kondenzátoru. Vliv změny koncentrace CO₂ ve spalinách je zobrazen na Obr. 38, kde je vynesena závislost chladicího výkonu a procenta zkondenzování na obsahu CO₂ ve spalinách. Zvyšující se obsah CO₂ ve spalinách zapříčiňuje pokles chladicího výkonu a množství zkondenzované páry. Při změně objemového zlomku CO₂ z návrhové hodnoty 55 % například na 65 % dojde k poklesu procenta zkondenzování z 90 % na 84 %. Pro zachování požadovaného procenta zkondenzování je nutné zvýšení pracovního tlaku chladicí vody z návrhové hodnoty 3 bar na 3,7 bar. Pro tento tlak je průtok chladicí vody 85 kg/h a výpočtový průměr kapek 225 μm. Za těchto podmínek je dodrženo požadované procento zkondenzování páry ze spalin 90 %.



Obr. 38: Závislost chladicího výkonu a procenta zkondenzování na obsahu CO₂ ve směsi

10. Závěr

Kondenzace vodní páry v přítomnosti nekondenzujícího plynu je řešena s ohledem na její široký výskyt v průmyslových aplikacích. Obsah nekondenzujících plynů způsobuje zhoršení přestupu tepla při kondenzaci a tím výrazně ovlivňuje návrh a provoz zařízení z technického i ekonomického hlediska. Práce se obecně zaměřuje na kondenzaci vodní páry s přímým kontaktem médií ve sprchovém kondenzátoru. Proces je řešen v souvislosti s technologií CCS oxyfuel spalování sloužící k zachytávání, transportu a ukládání oxidu uhličitého. Toto téma začíná být čím dál více aktuální z pohledu kladení většího důrazu na ekologickou stránku všech průmyslových odvětví.

V první části práce je provedena rešerše, kde je popsán proces kondenzace a jsou charakterizovány typy kondenzace. Dále je uveden přehled typů kondenzátorů spolu s jejich výhodami, nevýhodami a možnostmi jejich použití. Nakonec je stručně popsán princip technologie CCS oxyfuel spalování.

Druhá část práce je zaměřena na možnosti výpočtu přestupu tepla při kondenzaci vodní páry ve sprchovém kondenzátoru. Je proveden teoretický rozbor sdílení tepla, na základě kterého je sestaven bilanční model přestupu tepla. Výpočet je proveden pro tři varianty a je pozorováno chování výstupních parametrů chladícího výkonu, množství zkondenzované páry a objemového součinitele přestupu tepla. Z výpočtů je patrné, že pro stejné vstupní podmínky nejvyššího chladící výkonu 5,81 kW dosahuje varianta 1) s čistou vodní párou. Varianta 2) se zahrnutím nekondenzujícího plynu ve smyslu snížení parciálního tlaku vodní páry ve směsi dosahuje chladícího výkonu 4,82 kW. Nejnižšího výkonu 4,64 kW dosahuje varianta 3) se zahrnutím snížení parciálního tlaku v hlavním proudu směsi a snížení teploty na rozhraní kapky vlivem koncentračního gradientu nekondenzujícího plynu. Výsledky odpovídají obecným předpokladům z hlediska vlivu nekondenzujícího plynu na přestup tepla při kondenzaci.

Experimentální část práce spočívala ve vyhodnocování vlivu nekondenzujícího plynu na kondenzaci vodní páry ve sprchovém kondenzátoru. Měření byla prováděna v laboratořích ČVUT. Pozorován byl vliv nekondenzujícího plynu na kondenzaci při třech různých průtocích chladící vody a bylo provedeno porovnání s teoreticky určenými hodnotami. Z výsledků je patrné, že klesající trend chladícího výkonu a procenta zkondenzování měřených hodnot odpovídá teoretickým předpokladům chování. Hodnoty teoretického modelu vykazují vyšší hodnoty než byly naměřené při experimentech.

V závěrečné části práce byl na základě navrženého postupu výpočtu proveden návrh sprchového kondenzátoru spalin pro experimentální využití v laboratořích ČVUT. Kondenzátor by měl pracovat v systému technologie CCS oxyfuel spalování. Palivem je uvažována dřevní biomasa a objemový tok spalin $25 \text{ Nm}^3/\text{h}$. Je stanoveno požadované zkondenzování páry ze spalin 90 %. Pro tyto vstupní parametry je proveden návrh geometrie kondenzátoru a dalších důležitých provozních parametrů. Aktivní výška kondenzátoru je navrhována 2 m a jeho průměr 1 m. Chladící výkon výměníku pro požadované zkondenzování vodní páry ze spalin je dle navrženého modelu 6,15 kW. Při experimentech byla pozorována horší chladící schopnost kondenzátoru během kondenzace, než předpokládá navržený teoretický model. Z důvodu bezpečnosti je vhodné zvýšení chladící schopnosti kondenzátoru oproti návrhovému bodu z teoretického modelu. Možnosti změn hlavních provozních parametrů kondenzátoru a jejich vliv na provoz jsou proto rozebrány a je uvedena možnost regulace provozu kondenzátoru.

Použitá literatura

- [1] COE, David, Walter FABINSKI a Gerhard WIEGLEB. The Impact of CO₂, H₂O and Other “Greenhouse Gases” on Equilibrium Earth Temperatures. *International Journal of Atmospheric and Oceanic Sciences*. 2021. Dostupné z: doi:10.11648/j.ijaos.20210502.12
- [2] APRIYANTI, Vivi, Willy ADRIANSYAH, ABDURRACHIM a Ari PASEK. *A review of direct contact condensation of steam on water droplets*. 020035-. Dostupné z: doi:10.1063/1.5046619
- [3] ŠESTÁK, Jiří a František RIEGER. *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*. Dot. 1. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 80-010-0957-2.
- [4] INCROPERA, Frank, David DEWIT, Theodore BERGMAN a Adrienne LAVINE. *Introduction to heat transfer*. 6th edition. John Wiley & Sons, 2011. ISBN 978-0470-50196-2.
- [5] BAEHR, Hans. *Heat and mass transfer*. 2nd rev. ed. Berlin: Springer, 2006. ISBN 35-402-9526-7.
- [6] MUITJENS, Marcel. *Homogeneous condensation in a vapour/gas mixture at high pressures in an expansion cloud chamber*. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 1996. ISBN 90-386-0199-9.
- [7] BOTT, , HEWIT a SHIRES. *Process heat transfer*. 1994. ISBN 0849399181.
- [8] *Encyclopedia of Two-Phase Heat Transfer and Flow I*. 2015. ISBN 978-981-4623-21-6.
- [9] DLOUHÝ, Tomáš. Výměníky tepla v energetice. In: *Ústav energetiky fakulty strojní ČVUT* [online]. [cit. 2021-10-11]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/PRO1-n%C3%A1vrh-v%C3%BDm%C4%9Bn%C3%ADku.pdf>

- [10] *VDI Heat Atlas*. Second Edition. Berlin: Springer, 2010. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [11] KAKAÇ, S. a Hongtan LIU. *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2002. ISBN 08-493-0902-6.
- [12] BOEHM, F. *Direct-Contact Heat Transfer*. New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988. ISBN 978-3-662-30184-5.
- [13] BHARATHAN, D a J ALTHOF. *Experimental study of steam condensation on water in countercurrent flow in presence of inert gases*. 1984, 11.
- [14] SPERO, Chris. Callide Oxyfuel Project – Lessons Learned. In: *Global CCS Institute* [online]. [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <https://www.globalccsinstitute.com/archive/hub/publications/157873/callide-oxyfuel-project-lessons-learned.pdf>
- [15] KOMAKI, Akihiro, Takahiro GOTOU, Terutoshi UCHIDA, Toshihiko YAMADA, Takashi KIGA a Chris SPERO. Operation Experiences of Oxyfuel Power Plant in Callide Oxyfuel Project. *Energy Procedia*. 2014, **63**, 490-496. ISSN 18766102. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2014.11.053
- [16] CELATA, G.P., M. CUMO, F. D'ANNIBALE a G.E. FARELLO. Direct contact condensation of steam on droplets. *International Journal of Multiphase Flow*. 1991, **17**(2), 191-211. ISSN 03019322. Dostupné z: doi:10.1016/0301-9322(91)90015-U
- [17] SIDEMAN, Samuel. Direct Contact Heat Transfer Between Immiscible Liquids. *Advances in Chemical Engineering Volume 6*. Elsevier, 1966, 207-286. *Advances in Chemical Engineering*. ISBN 9780120085064. Dostupné z: doi:10.1016/S0065-2377(08)60276-8
- [18] FORD, J.D. a A. LEKIC. Rate of growth of drops during condensation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1973, **16**(1), 61-64. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/0017-9310(73)90251-2

- [19] PASAMEHMETOGLU, Kemal a Ralph NELSON. *Transient direct-contact condensation on liquid droplets*. 1987, 23.
- [20] LEKIC, A. a J.D. FORD. Direct contact condensation of vapour on a spray of subcooled liquid droplets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 1980, **23**(11), 1531-1537. ISSN 00179310. Dostupné z: doi:10.1016/0017-9310(80)90156-8
- [21] KRONIG, R. a J. BRINK. On the theory of extraction from falling droplets. *Applied Scientific Research*. 1951, **2**(1), 142-154. ISSN 0365-7132. Dostupné z: doi:10.1007/BF00411978
- [22] ROSE, P. a R. KINTNER. Mass transfer from large oscillating drops. *AIChE Journal*. 1966, **12**(3), 530-534. ISSN 0001-1541. Dostupné z: doi:10.1002/aic.690120325
- [23] SERTH, R. *Process heat transfer: principles and applications*. Amsterdam: Elsevier, 2007. ISBN 978-0-12-373588-1.
- [24] COLBURN, A. a O. HOUGEN. *Design of Cooler Condensers for Mixtures of Vapors with Noncondensing Gases*. 1934, **26**(11), 1178-1182. ISSN 0019-7866. Dostupné z: doi:10.1021/ie50299a011
- [25] FULLER, Edward, Paul SCHETTLER a J. GIDDINGS. *NEW METHOD FOR PREDICTION OF BINARY GAS-PHASE DIFFUSION COEFFICIENTS*. 1966, **58**(5), 18-27. ISSN 0019-7866. Dostupné z: doi:10.1021/ie50677a007
- [26] AYYASWAMY, Portonovo. *Direct-Contact Transfer Processes with Moving Liquid Droplets*. Elsevier, 1995, 1-104. *Advances in Heat Transfer*. ISBN 9780120200269. Dostupné z: doi:10.1016/S0065-2717(08)70295-8
- [27] JACOBS, Harold a Heimir FANNAR. *Direct contact condensers*. 1977.
- [28] KRAMERS, H. Heat transfer from spheres to flowing media. *Physica*. 1946, **12**(2-3), 61-80. ISSN 00318914. Dostupné z: doi:10.1016/S0031-8914(46)80024-7

- [29] FRÖSSLING, N.M. The Evaporation of Falling Drops. *Gerlands Beitr. Geophys.* 1938, 170-216.
- [30] RANZ, W a W MARSHALL. Evaporation from drops. *Chem. Eng. Prog.* 1952, 173-180.
- [31] Full cone nozzles. In: *Lechler* [online]. [cit. 2022-03-23]. Dostupné z: <https://www.lechler.com/de-en/products/product-range/general-industry/full-cone-nozzles>
- [32] WANG, Ting. *Integrated gasification combined cycle (IGCC) technologies*. Amsterdam: Woodhead, Elsevier, 2017. ISBN 978-0-08-100185-1.
- [33] *Katalog firmy Lechler - Precision spray nozzles and accessories*.

Seznam obrázků

Obr. 1: Rozdělení mechanismů kondenzace [2]	14
Obr. 2: Filmové kondenzace na vertikální stěně [3]	16
Obr. 3: Kapková kondenzace [5]	16
Obr. 4: Napětí působící na kapičku kondenzátu a smáčivý úhel [5]	17
Obr. 5: Mechanismy kondenzace s přímým kontaktem (a) Kapková (b) „Jet/sheet“ (c) Filmová (d) „Bubble/pool“ [8]	18
Obr. 6: Základní skupiny kondenzátorů a) rekuperační b) směšovací [9]	19
Obr. 7: Plášťový trubkový kondenzátor – upraveno z [10]	20
Obr. 8: Řez plášťovým trubkovým kondenzátorem – upraveno z [10]	20
Obr. 9: Deskový kondenzátor [10]	21
Obr. 10: Vzduchem chlazený kondenzátor – upraveno z [11]	22
Obr. 11: Sprchový kondenzátor [12]	23
Obr. 12: „Bubble type“ kondenzátor [12]	24
Obr. 13: „Packed bed“ kondenzátor [13]	24
Obr. 14: „Jet/sheet type“ kondenzátor [12]	25
Obr. 15: Technologie CCS oxyfuel spalování, Callide Oxyfuel Project [15]	27
Obr. 16: Q-T diagram sprchového kondenzátoru	29
Obr. 17: Příklady modelování cirkulace uvnitř kapičky [17]	35
Obr. 18: Kondenzace směsi páry s nekondenzujícím plynem a čisté páry v T-h diagramu [7]	37
Obr. 19: Vliv inertního plynu a) Koncentrační gradient nekondenzujícího plynu [8]	37
Obr. 20: Q-T diagram pro variantu 1)	50
Obr. 21: Q-T diagram pro variantu 2)	51
Obr. 22: Q-T diagram pro variantu 3)	53
Obr. 23: Porovnání výstupních parametrů jednotlivých variant	55

Obr. 24: Experimentální sprchový kondenzátor	57
Obr. 25: Schéma měřící tratě	58
Obr. 26: Axiální tryska s rozstříkem plného kužele [31]	58
Obr. 27: Porovnání chladícího výkonu měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu	63
Obr. 28: Porovnání množství zkondenzované páry měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu.....	66
Obr. 29: Porovnání objemového součinitele přestupu tepla měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu	68
Obr. 30: Schéma vyplnění objemu kondenzátoru chladící kapalinou	69
Obr. 31: Uspořádání CCS oxyfuel systému [32]	70
Obr. 32: Základní návrh konstrukce sprchového kondenzátoru	72
Obr. 33: Q-T diagram spalínového kondenzátoru	75
Obr. 34: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na teplotě chladící vody.....	77
Obr. 35: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na průtoku chladící vody.....	77
Obr. 36: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na výšce kondenzátoru	78
Obr. 37: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na výpočtovém průměru kapek.....	79
Obr. 38: Závislost chladícího výkonu a procenta zkondenzování na obsahu CO ₂ ve směsi.....	80

Seznam tabulek

Tab. 1: Porovnání prvkového složení plyných spalin [Obj. %] dvou zařízení – Callide Oxyfuel Project a Schwarze Pumpe [28], [29]	26
Tab. 2: Vstupní parametry výpočtu	44
Tab. 3: Výstupní hodnoty výpočtu	45
Tab. 4: Okrajové podmínky výpočtu	45
Tab. 5: Vstupní a výstupní hodnoty látek kondenzační části pro variantu 1) ..	49
Tab. 6: Vstupní a výstupní hodnoty látek ochlazovací části pro variantu 1) ..	49
Tab. 7: Výstupní hodnoty výpočtu pro variantu 1)	49
Tab. 8: Vstupní a výstupní hodnoty látek kondenzační části pro variantu 2) ..	50
Tab. 9: Vstupní a výstupní hodnoty látek ochlazovací části pro variantu 2) ..	50
Tab. 10: Výstupní hodnoty výpočtu pro variantu 2)	51
Tab. 11: Vstupní a výstupní hodnoty látek kondenzační části pro variantu 3) ..	52
Tab. 12: Vstupní a výstupní hodnoty látek ochlazovací části pro variantu 3) ..	52
Tab. 13: Výstupní hodnoty výpočtu pro variantu 3)	52
Tab. 14: Porovnání výstupních parametrů jednotlivých variant	55
Tab. 15: Seznam měřících prvků	57
Tab. 16: Průměrné hodnoty za měřený úsek Sauterova průměru pro různé pracovní tlaky chladicí vody	59
Tab. 17: Naměřené hodnoty série 1	60
Tab. 18: Naměřené hodnoty série 2	60
Tab. 19: Naměřené hodnoty série 3	61
Tab. 20: Naměřené hodnoty chladicího výkonu [kW]	62
Tab. 21: Porovnání chladicího výkonu [kW] měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu	63

Tab. 22: Porovnání množství kondenzátu získané metodou bilance a zvážením [kg]	64
Tab. 23: Naměřené hodnoty množství zkondenzované páry [kg/h]	65
Tab. 24: Porovnání množství zkondenzované páry [kg/h] měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu	65
Tab. 25: Naměřené hodnoty objemového součinitele přestupu tepla [kW/m ³ ·K]	67
Tab. 26: Porovnání objemového součinitele přestupu tepla [kW/m ³ ·K] měření a teorie v závislosti na obsahu vzduchu	67
Tab. 27: Zadání pro návrh spalínového kondenzátoru	71
Tab. 28: Volené vstupní parametry sprchového kondenzátoru	72
Tab. 29: Výsledné hodnoty návrhu	74
Tab. 30: Vyhodnocované parametry	76
Tab. 31: Parametry spalín ovlivňující provoz kondenzátoru	79