

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**DIPLOMOVÁ
PRÁCE**

2023

**VÍT
ŠNEBERGER**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: Šneberger Jméno: Vít Osobní číslo: 483925
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 opatření pro zvýšení účinnosti kotle na biomasu

Název diplomové práce anglicky:

Design of measures to increase the efficiency of a biomass boiler

Pokyny pro vypracování:

Vyhodnoťte efekt doplnění kombinace sprchového kondenzátoru vlhkosti ze spalin a zvlhčovače spalovacího vzduchu ke kotlům určených pro spalování biomasy na úsporu paliva.

Dílčí cíle:

- 1) Zpracujte rešerši technického řešení a přínosů aplikace spalinových kondenzátorů a zvlhčování spalovacího vzduchu u kotlů určených pro spalování biomasy.
- 2) Zpracujte energetickou bilanci systému kotel – sprchový spalinový kondenzátor – zvlhčovač spalovacího vzduchu a vyhodnoťte potenciální úsporu paliva.
- 3) Sestavte výpočtový model pro vyhodnocení přestupu tepla ve sprchovém spalinovém kondenzátoru.
- 4) Proveďte experimentální ověření výpočtového modelu při změně provozních parametrů sprchového kondenzátoru.

Seznam doporučené literatury:

dle doporučení vedoucího

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc. ústav energetiky FS

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

Datum zadání diplomové práce: 18.04.2023

Termín odevzdání diplomové práce: 02.06.2023

Platnost zadání diplomové práce: 31.12.2024

prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Michal Kolovratník, CSc.
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

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně pouze s použitím citované literatury a odborných konzultací.

V Praze dne

.....

Podpis autora

Anotační list

Jméno autora:	Vít Šneberger
Název DP:	Návrh opatření pro zvýšení účinnosti kotle na biomasu
Anglický název:	Design of measures to increase the efficiency of a biomass boiler
Akademický rok:	2022/2023
Ústav/Odbor:	Ústav energetiky
Vedoucí práce:	prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 88 Počet obrázků: 41 Počet tabulek: 26 Počet příloh: 0
Klíčová slova:	Kondenzace, rekuperace, spaliny, nekondenzující plyn, sprchový kondenzátor, WVP cyklus, vlhčení
Keywords:	Condensation, recuperation, flue gas, non-condensable gas, spray condenser, WVP cycle, humidifying
Anotace:	Práce se zabývá rekuperací tepla kondenzací vodní páry ze spalin ve sprchovém kondenzátoru a následným předehřevem a vlhčením spalovacího vzduchu ve sprchovém zvlhčovači. V rešeršní části jsou řešeny způsoby zapojení technologií pro kondenzaci spalin a zvlhčování spalovacího vzduchu, současně instalované technologie a dopady jejich implementace na provoz zdroje. Také je řešena teorie vlhkého vzduchu. Dále je proveden bilanční výpočet systému kotel-kondenzátor-zvlhčovač a je vyhodnocena úspora paliva v důsledku připojení těchto zařízení ke kotli. Poté je navržen výpočtový model pro vyhodnocení přestupu tepla ve sprchovém kondenzátoru. Experimentální část je věnována určení hodnot koncového teplotního rozdílu médií, výkonu a objemového součinitele přestupu tepla ve spalínovém kondenzátoru. Jsou porovnávány měřené stavy bez a s použitím Raschigových kroužků. Poté jsou srovnány výsledky experimentů s výsledky výpočtového modelu.
Abstract:	Thesis deals with recuperation of heat by condensation of water vapor from flue gas in a spray condenser and subsequent preheating and humidifying of combustion air in a spray humidifier. The research part contains layouts of technologies for flue gas condensation and combustion air

humidification, currently installed technologies and effects of their implementation on the operation of the plant. Also, theory concerning humid air is dealt with. Balance calculation of the boiler-condenser-humidifier system is done afterwards, and the fuel saving caused by the addition of these devices to the boiler is evaluated. Then computational model for the evaluation of heat transfer in a spray condenser is designed. Experimental part is dedicated to determination of the values of the endpoint temperature difference between media, power and volume heat transfer coefficient in a spray condenser. Measured states with and without the application of Raschig rings are compared. Then a comparison of the results of the experiments and of the computational model is done.

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Tomáši Dlouhému, CSc. za čas věnovaný vedení práce a za poskytnutí odborné podpory a cenných rad při konzultacích. Další poděkování náleží také rodičům a přítelkyni za bezmeznou podporu během studia a za neustálé dodávání pozitivní energie.

Obsah

1	Úvod.....	1
2	Rešeršní část.....	2
2.1	Biomasa a její využití.....	2
2.2	Spalování biomasy.....	2
2.3	Získávání odpadního tepla.....	3
2.3.1	Zařízení využívající kondenzace spalin a jejich účinnost.....	4
2.3.2	Vliv teploty vratné vody na charakter technologie kondenzace spalin.....	5
2.4	Technologie pro realizaci kondenzace spalin.....	6
2.4.1	Samostatný spalinový kondenzátor (trubkový a vypírka).....	6
2.4.2	Spalinový kondenzátor v kombinaci s tepelným čerpadlem.....	8
2.4.3	Spalinový kondenzátor v kombinaci se zvlhčovačem spalovacího vzduchu.....	9
2.5	Instalované technologie pro získávání odpadního tepla spalin biomasových kotlů.....	11
2.5.1	Multipalivová teplárna Järvenpää.....	11
2.5.2	Výtopna Forssa.....	11
2.5.3	Další zdroje.....	12
2.6	Dopad implementace spalinového kondenzátoru na provoz zdroje.....	13
2.7	Dopad implementace zvlhčovače spalovacího vzduchu na provoz zdroje.....	13
2.8	Teorie vlhkého vzduchu.....	14
2.8.1	Základní pojmy a veličiny.....	14
2.8.2	Stanovení vlhkosti vzduchu.....	15
2.8.3	Entalpie vlhkého vzduchu.....	16
2.8.4	Změny stavu vlhkého vzduchu při konstantním tlaku a konstantní měrné vlhkosti	16
2.8.5	Změny stavu vlhkého vzduchu při konstantním tlaku a konstantní entalpii vlhkého vzduchu.....	17
2.8.6	Změny stavu vlhkého vzduchu při konstantním tlaku a konstantní teplotě.....	18
3	Výpočtová část – bilanční výpočet.....	19
3.1	Popis bilančního schématu.....	20
3.1.1	Cesta spalovacího vzduchu.....	20
3.1.2	Cesta spalin.....	20
3.1.3	Cesta chladicí vody.....	21
3.2	Bilanční výpočet.....	21
3.2.1	Palivo.....	21
3.2.2	Stechiometrie.....	22
3.2.3	Teplota rosného bodu spalin.....	22
3.2.4	Hmotnostní a tepelná bilance spalinového kondenzátoru.....	23
3.2.5	Hmotnostní a tepelná bilance zvlhčovače spalovacího vzduchu.....	29
3.2.6	Přínos aplikace spalinového kondenzátoru a zvlhčovače spalovacího vzduchu.....	32

3.3	Diskuze výsledků bilančního výpočtu.....	35
3.3.1	Potenciál implementace externího výměníku tepla pro CZT.....	35
3.3.2	Limitní optimální ustálený stav systému bez použití výměníku pro dodávku tepla do soustavy CZT	36
3.3.3	Teplu uvolněné ze spalin v kondenzátoru – srovnání situace bez zvlhčovače a s ním	37
3.3.4	Teplu získané ochlazením spalin v kondenzátoru – citlivostní analýza.....	38
3.3.5	Zvlhčovač spalovacího vzduchu – citlivostní analýza	42
3.3.6	Úspora paliva v důsledku implementace systému WVP – citlivostní analýza	45
4	Výpočtový model pro vyhodnocení přestupu tepla ve sprchovém spalinovém kondenzátoru	48
4.1	Sdílení tepla při přímém kontaktu směsi páry a nekondenzujícího plynu s chladicí vodou	48
4.1.1	Vliv hodnoty Biotova čísla na přenos tepla	48
4.1.2	Sdílení tepla při podchlazování směsi páry a nekondenzujícího plynu na teplotu rosného bodu	49
4.1.3	Sdílení tepla při kondenzaci vodní páry ze směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu	49
4.1.4	Vliv přítomnosti nekondenzujícího plynu na přestup tepla při sdílení tepla kondenzací vodní páry.....	50
4.2	Popis výpočtového modelu pro vyhodnocení přestupu tepla v kondenzátoru.....	51
5	Experimentální část.....	56
5.1	Úvod a cíle experimentu	56
5.2	Okrajové podmínky měření.....	56
5.2.1	Sprchový kondenzátor a použité trysky.....	57
5.2.2	Uspořádání experimentu při zapojení kondenzátoru za fluidním kotlem.....	58
5.2.3	Uspořádání experimentu při zapojení kondenzátoru za generátorem parovzdušné směsi	59
5.3	Hodnoty naměřených veličin při zapojení kondenzátoru za fluidním kotlem.....	60
5.4	Veličiny naměřené při zapojení kondenzátoru za generátorem parovzdušné směsi	61
5.5	Vyhodnocení experimentálně naměřených hodnot.....	62
5.6	Výsledky experimentálního měření.....	63
5.6.1	Vliv aplikace výplně na koncový teplotní rozdíl mezi médii, výkon předaný chladicí vodě a objemový součinitel přestupu tepla – měření za fluidním kotlem.....	63
5.6.2	Důsledky experimentálně naměřených závislostí na výpočtový model – vliv nekondenzujícího plynu na přestup tepla.....	67
5.6.3	Srovnání výsledků výpočtového modelu s výsledky experimentu – kondenzátor zapojen za fluidním kotlem.....	70
5.7	Možnosti, jak na experimentální část navázat.....	71
6	Závěr	72

Seznam symbolů, indexů a zkratek

Seznam symbolů

Značení	Název	Jednotka
a	absolutní vlhkost	kg/m ³
	teplotní vodivost	m ² /s
$a_{\dot{u}}$	poměrné zastoupení popela v úletu	-
A	hmotnostní podíl popela v palivu	-, kg/kg
Bi	Biotovo číslo	-
c_p	izobarická měrná tepelná kapacita	kJ/(kg·K)
c_{pg}	izobarická měrná tepelná kapacita vodní páry	kJ/(kg·K)
c_{propad}	poměrný obsah uhlíku v propadu	-
$c_{\dot{u}let}$	poměrný obsah uhlíku v úletu	-
D_0	průměr kapky na vstupu	m
Fo	Fourierovo číslo	-
h	měrná entalpie	kJ/kg
$h_{měr}$	měrná entalpie	kJ/kg
h_{obj}	objemová entalpie	kJ/Nm ³
h_{1+x}	entalpie vlhkého vzduchu	kJ/kg
H	výška teplosměnného objemu	m
I	entalpie	kJ/kg
$l_{l,g 0}$	výparné teplo vody při 0 °C	kJ/kg
L	charakteristický rozměr	m
m	hmotnost	kg
\dot{m}	hmotnostní průtok	kg/s
M	molární hmotnost	kg/kmol
$nTRB$	nová teplota rosného bodu	°C
Nu	Nusseltovo číslo	-
O	objem na jednotku paliva	Nm ³ /kg
	objem látky ve spalínách	Nm ³ /Nm ³
p	tlak, parciální tlak	Pa
Pr	Prandtlovo číslo	-
q_{odpar}	teplo spotřebované na odpar vody pro dosycení spalín	kJ/kg
R	poloměr kapky	m
	měrná univerzální plynová konstanta	kJ/(kg·K)
Q	teplo	kJ
Q_{cz}	teplo z cizího zdroje	kJ/kg
Q_i	výhřevnost paliva	kJ/kg
$Q_{i.red}$	redukováná výhřevnost paliva	kJ/kg
Q_k	kondenzační výkon	kW
Q_s	spalné teplo paliva	kJ/kg
Q_{vyr}	výkon kotle	kW

r	měrná plynová konstanta	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
	radiální souřadnice	m
Re	Reynoldsovo číslo	-
S	průřez	m^2
t	teplota	$^{\circ}\text{C}$
	čas, doba setrvání kapky v teplosm. objemu kondenzátoru	s
$t_{w,low}$	teplota vody na výstupu ze zvlhčovače/na vstupu do kondenzátoru	$^{\circ}\text{C}$
T	teplota	K
T_{In}	teplota chladicího média na vstupu	K
T_{Ph}	teplota na fázovém rozhraní	K
T_{SV}	teplota syté páry v jádru proudu	K
TRB	teplota rosného bodu	$^{\circ}\text{C}$
v	rychlost kapky	m/s
V	objem	m^3
	objemový průtok	m^3/s
V_m	molární objem	Nm^3/kmol
W	hmotnostní podíl vody v palivu	-, kg/kg
x	měrná vlhkost	-, kg/kg
x	suchost vodní páry	-
x	objemová koncentrace	Nm^3/Nm^3
x_{propad}	poměrné množství popela v propadu	-
$x_{úlet}$	poměrné množství popela v úletu	-
\tilde{y}_I	molární zlomek nekondenzujícího plynu	-
y_I	hmotnostní zlomek nekondenzujícího plynu	-
Z_c	ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	-
Z_{co}	ztráta chemickým nedopalem	-
Z_f	ztráta citelným teplem tuhých zbytků	-
Z_{sv}	ztráta sáláním	-
Z_k	ztráta citelným teplem spalin	-

Seznam řeckých symbolů

Značení	Název	Jednotka
α	přebytek spalovacího vzduchu	-
	součinitel přestupu tepla konvekcí	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
α_v	objemový součinitel přestupu tepla	$\text{W}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$
Δ	rozdíl, difference	dle veličiny
Δh_v	výparné teplo	kJ/kg
ΔT_{ln}	logaritmický teplotní spád	K
φ	relativní vlhkost	-
ϕ	poměr součinitele přestupu tepla na straně plynu ku součiniteli přestupu tepla na straně kapaliny	-

χ_v	parametr charakterizující vlhkost a teplotu vzduchu	-
λ	součinitel tepelné vodivosti	W/(m·K)
ω	objemová koncentrace	Nm ³ /Nm ³
ρ	hustota	kg/m ³
θ	bezrozměrná teplota	-

Seznam indexů

Index	Význam
'	vztaženo k syté kapalině
"	vztaženo k syté vodní páře, nasycenému vlhkému vzduchu
c	celkový; vztaženo k uhlíku; vztaženo ke kapalině, která se ochladí
daf	stav bez vody a popela (hořlavina)
fg	spaliny
g	vodní pára, směs vodní páry a nekondenzujícího plynu
i	obecné označení pořadí
I	římská 1, označení pořadí; nekondenzující plyn
II	římská 2, označení pořadí
in	na vstupu
k	kondenzát, kapalina, samostatně provozovaný kotel
m	střední hodnota v čase
min	minimální, při stechiometrickém množství spalovacího vzduchu
n	vztaženo k nové teplotě rosného bodu
ok	okolí
out	na výstupu
P	vodní pára
pal	palivo
pop	popel
prop	propad
r	původní stav
RB	rosný bod
sat	sytá vodní pára
S	spaliny
SS	suché spaliny
SV	suchý vzduch, vlhké spaliny
sw	sprchová voda ve zvlhčovači spalovacího vzduchu
sw.c.	sprchová voda, která se ve zvlhčovači ochladí
sw.o.	sprchová voda, která se ve zvlhčovači odpaří do vlhkého vzduchu
v	vodní pára
v.k.	zkondenzovaná vodní pára
V	vzduch
VV	vlhký vzduch
VS	suchý vzduch

w	voda
w.o.	voda, která se spotřebuje na dosycení spalin na $nTRB$
wb	vztaženo k vlhké hmotě

Seznam zkratk

Zkratka	Význam
CAH	zvlhčovač spalovacího vzduchu
COP	topný faktor
CZT	centrální zásobování teplem
dT	teplotní rozdíl
PCDD	polychlorované dibenzodioxiny
PCDF	polychlorované dibenzofurany
PVC	polyvinylchlorid
r. v.	relativní vlhkost
RK	Raschigovy kroužky
SCR	selektivní katalytická redukce
SNCR	selektivní nekatalytická redukce
WVP	systém rekuperace tepla pomocí sprchového kondenzátoru spalin a sprchového zvlhčovače spalovacího vzduchu (water vapor pump)

1 Úvod

Biomasa jako primární zdroj energie má v současném energetickém mixu významné uplatnění, jelikož je označována za obnovitelný zdroj energie, který je CO₂ neutrální. S rostoucí poptávkou a končící kůrovcovou kalamitou lze očekávat, že cena kvalitní, snadno dostupné biomasy s nízkým obsahem vody (jako je dřevní hmota nebo sláma) poroste a její dostupnost se bude snižovat. V takové situaci mohou nalézt uplatnění dosud nevyužívaná, méně kvalitní paliva v podobě odpadní nebo zbytkové biomasy s vyšším obsahem vody (jako např. mokrá kůra, zelená lesní štěpka), jejichž dostupnost je vyšší a cena je oproti kvalitní biomase příznivější. Z důvodu vyššího obsahu vody může být spalování vlhké biomasy z hlediska stability procesu hoření problematické. Navíc odchází voda odpařená z paliva spolu se spalinami v podobě vodní páry do komína a teplo, které bylo při spalovacím procesu spotřebováno pro ohřev a odpar představuje komínovou ztrátu. Možností, jak zamezit vzniku této ztráty, je rekuperace tepla spotřebovaného pro odpar vody v palivu, tj. kondenzace vodní páry obsažené ve spalinách, které lze dosáhnout ochlazením spalin pod teplotu rosného bodu. To je možné zajistit pomocí spalinového kondenzátoru např. v podobě sprchového výměníku s přímým kontaktem spalin a chladicí vody. Jelikož se teplota rosného bodu spalin pohybuje kolem 60 °C, rekuperované teplo by bylo na nízké teplotní úrovni, jelikož teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru je velikostí teploty rosného bodu spalin do značné míry omezena. Zpětné získání tepla na vyšší teplotní úrovni lze zajistit zvýšením teploty rosného bodu. Zvýšení teploty rosného bodu spalin lze provést implementací zvlhčovače spalovacího vzduchu, který je umístěn před kotlem a který je realizován v podobě sprchového výměníku. K vlhčení a ohřevu spalovacího vzduchu slouží chladicí voda ohřátá v kondenzátoru. Předehřev spalovacího vzduchu má obecně za následek úsporu paliva, což by představovalo příznivý dopad aplikace této technologie rekuperace skupenského tepla ze spalin. V důsledku rekuperace tepla na vyšší teplotní úrovni je také možné využít zpětně získané teplo pro dodávku tepla do sítě CZT, tedy ohřívát vratnou vodu ve výměníku, který je umístěn mezi kondenzátorem spalin a zvlhčovačem spalovacího vzduchu. To je velkou motivací pro uplatnění tohoto způsobu rekuperace tepla u biomasových kotlů.

V rámci rešeršní části diplomové práce jsou řešeny možnosti uspořádání systému kotel-kondenzátor-zvlhčovač, dále výhody a úskalí spojené s provozem již navrženého biomasového kotle při zařazení sprchového kondenzátoru spalin a zvlhčovače spalovacího vzduchu. Ve výpočtové části práce je analyzován potenciál úspory paliva v důsledku implementace této technologie. V experimentální části jsou sledovány hodnoty koncového teplotního spádu mezi médii, výkonu a objemového součinitele přestupu tepla dosahované pro konkrétní sprchový kondenzátor spalin a vliv aplikace výplně z Raschigových kroužků na tyto parametry. Nakonec jsou porovnávány výsledky experimentu s výsledky výpočtového modelu pro vyhodnocení přestupu tepla uvnitř sprchového spalinového kondenzátoru, který je v rámci práce navržen.

2 Rešeršní část

2.1 Biomasa a její využití

Biomasaou rozumíme materiál organického původu. Jakožto obnovitelný zdroj energie je pro energetiku důležitá energeticky využitelná biomasa. Tu lze rozdělit na rostlinnou biomasu (dřevní a nedřevní, volně rostoucí či cíleně pěstovanou), biopaliva (pevná, kapalná či plynná), odpadní biomasu (odpad z rostlinné a živočišné výroby a také zbytky z těžby a zpracování dřeva) a biologicky rozložitelný odpad (komunální a průmyslový či např. čistírenské kaly).

Energii z biomasy lze využít termickými, chemickými a mikrobiologickými procesy. Termické procesy zahrnují spalování, zplyňování a rychlou pyrolýzu. K chemickým procesům je řazena esterifikace. K mikrobiologickým procesům patří alkoholové kvašení, anaerobní digesce a kompostování [1].

2.2 Spalování biomasy

Rostlinná biomasa představuje významný obnovitelný zdroj energie, protože množství CO₂ uvolněné při jejím spalování, by mělo být ekvivalentní množství CO₂, které rostlina spotřebuje či zachytí během svého růstu. Pokud je rostlinná biomasa zpracovávána tímto způsobem není navyšován skleníkový efekt [2].

Biomasa jako palivo je typická vysokým podílem prchavé hořlaviny. Při procesu spalování se vlivem vysoké teploty prchavá hořlavina uvolní (část tuhého paliva se zplyní) a z tohoto důvodu je nezbytné zajistit dvoustupňové spalování. Ve druhém stupni je uvolněná prchavá hořlavina spalována jako plynné palivo. Biomasa ve formě tuhého paliva obsahuje velmi malé množství popelu (0,3 až 1,5 %) [3]. Tuhý zbytek získaný spalováním nedřevní rostlinné biomasy lze z větší části uplatnit jako hnojivo kvůli příznivému obsahu vápníku, hořčíku, draslíku a fosforu [2].

Chemické složení paliva a průběh spalovacího procesu ovlivňuje tvorbu emisí a jejich složení. V případě rostlinné biomasy je její chemické složení dáno lokalitou jejího vypěstování, a proto se množství jednotlivých prvků v biomase obsažených může v závislosti na lokalitě značně lišit. Významnou roli hraje obsah síry z důvodu tvorby SO₂, který je důležitý hlavně z hlediska produkce kyselých dešťů [3]. Z důvodu velmi nízkého obsahu síry v biomasovém palivu rostlinného původu lze však množství emisí SO₂ považovat za zanedbatelné [2]. Síra se může také podílet na vysokoteplotní korozi, při které je významným činitelem také chlór [3]. Chlór je např. v rostlinné biomase zastoupen kvůli aplikaci hnojiv, která chlór obsahují, při jejím pěstování. Pokud je jako palivo použita rostlinná biomasa obsahující chlór, spaliny mohou obsahovat emise chlorovodíku [2].

Emise CO jsou zejména ovlivňovány dokonalostí procesu spalování. Při spalování hoří biomasa relativně dlouhým plamenem. Ten je tvořen oxidem uhelnatým, u něhož probíhá oxidace. Pokud je plamen před dohořením ochlazen, emituje čistý uhlík v podobě sazí, čímž nastávají velké tepelné ztráty. Další energetické ztráty nastávají při nedokonalém hoření spalných plynů, kdy CO vystupující ze spalovací komory představuje nespálený uhlík a tedy chemický nedopal. Aby bylo zamezeno uvedeným ztrátám, je nezbytné, aby byly jak spalovací, tak dohořivací komory pro biomasu větší oproti uhelným a také je zapotřebí přivádět sekundární, popř. i terciální předeřhřátý spalovací vzduch. Množství přiváděného vzduchu je však nutné optimalizovat, jelikož pokud je přivedeno příliš velké množství dochází k poklesu účinnosti kotle, jelikož narůstá množství vzduchu, který je třeba ohřát, čímž roste komínová ztráta. Nadbytečné množství vzduchu má také za následek snižování teploty plamene, uhlík a CO se nedokonale spalují a nastávají dříve zmíněné ztráty [3]. Vhodná teplota plamene pro minimalizaci emisí CO je v rozmezí 900

až 1100 °C [2]. Snížení nedopalu na minimum dosáhneme také dobrým návrhem topeniště a měřením a regulací průběhu spalování [3].

Produkce NO_x při spalování rostlinné biomasy záleží na velikosti obsahu dusíku v palivu a také na teplotě spalování, jelikož prudký nárůst emisí NO_x je spojován s teplotami nad 1200 °C [2]. NO₂ je nežádoucí, protože způsobuje tvorbu přízemního ozonu či se podílí na vzniku kyselých dešťů. Snížení tvorby NO_x lze dosáhnout primárními a sekundárními opatřeními např. aplikací nízkého přebytku vzduchu, spalováním ve více stupních, recirkulací spalin nebo selektivní nekatalytickou (SNCR) a katalytickou redukcí (SCR) [3].

Komplikaci při využívání biomasy mohou představovat polychlorované dibenzodioxiny a dibenzofurany (PCDD a PCDF). K jejich vzniku může docházet při spalování chlóru obsaženého v palivu [3]. Tyto látky jsou pro zdraví lidí potenciálně teratogenní či karcinogenní [2]. PCDD/F jsou schopny akumulace v tukových tkáních (tedy lidském těle), přičemž tělo není schopné je odbourat ani vyloučit. V tom tkví jejich hlavní hrozba.

První možností, jak vznikají polychlorované sloučeniny při procesu spalování je syntéza de-novo. Při této heterogenní katalytické reakci spolu reagují kyslík, uhlík a chlor při teplotách v rozsahu 250 až 450 °C. Uskutečnění reakce závisí nejen na obsahu chloru, který se projevil jako důležitý původce vzniku PCDD/F při obsahu v palivu při hodnotách nad 1 % (někdy se uvádí i hodnoty vyšší než 1,5 %), ale i na přítomnosti katalyzátoru, kterým může být např. měď. Dále procesu vzniku dioxinů napomáhá morfologie uhlíku, pokud je jeho struktura neúplná či porušená, a také přítomnost volného kyslíku [3]. Sloučeniny PCDD/F mohou vznikat také z prekurzorů jejich tvorby, jako je např. PVC, při teplotách 400 až 750 °C [3], [4]. Jedná se o katalyzovanou reakci na povrchu částic popílku, na němž pak PCDD/F ulpívají [4]. Posledním významným způsobem vzniku dioxinů, který bude zmíněn, je homogenní reakce v plynné fázi, jenž probíhá při teplotách nad 900 °C [3]. Jelikož jsou dioxiny stálé až do teplot 900 °C, je nutné, aby se proces spalování odehrával při teplotě 1050 °C, aby došlo k jejich zaručenému rozložení. Význam má také doba setrvání na dostatečné teplotě, kdy je nezbytné na teplotě setrvat nejméně po dobu dvou sekund. Nejsou-li splněny podmínky týkající se velikosti teploty a délky setrvání spalin na této teplotě, dioxiny se nemusí rozložit a přecházejí do spalin [4].

Větší obsah poléťavého popela a chlóru u rostlinné nedřevní biomasy způsobuje tvorbu většího množství emisí PCDD/F oproti dřevní biomase [3]. V České republice se dříve PCDD/F dostávaly do životního prostředí výrobou a užíváním pesticidů a dnes např. spalováním odpadů, výrobou a zpracováním kovů nebo technologiemi užívajícími chlor. Emise PCDD/F lze ovlivnit technologií spalování. Při spalování biomasy lze snížit jejich emise na minimum, např. v případě, kdy je dávkování paliva a proces spalování řízen automatickou regulací s kyslíkovou lambda sondou a je zajištěno dokonalé odloučení tuhých částic ze spalin [2].

Pro spalování biomasy bývá jako nejvhodnější označován proces spalování ve fluidní vrstvě. Je-li jako palivo použita sláma, je aplikováno spalování na vibračním roštu s vodním chlazením, kterým má být zamezeno spékání paliva a korozi. Při spalování dřeva je obvykle používána technologie spalování na vzduchem chlazeném roštu, aby bylo dosaženo nízkých emisí NO_x, přičemž je navíc použit mechanický pohazovač [3].

2.3 Získávání odpadního tepla

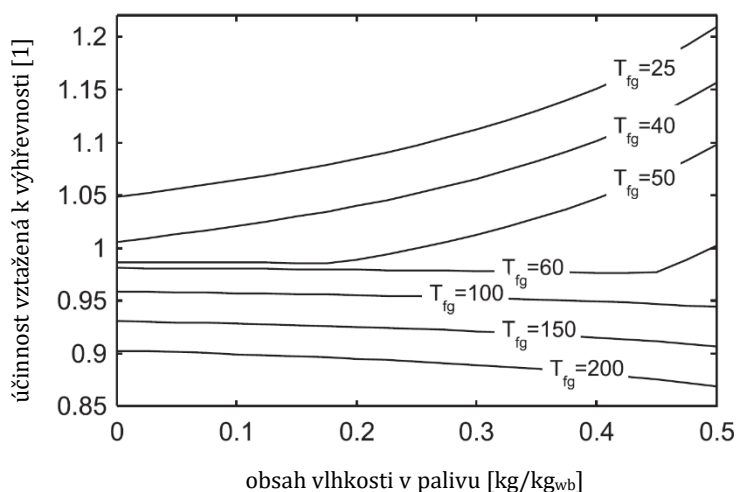
Celkové teplo spalin je tvořeno citelným teplem a latentním (taktéž skupenským) teplem spotřebovaným na odpaření vodní složky ve spalinách. Závislost velikosti citelného tepla na teplotě spalin je téměř lineární [5]. Citelné teplo lze získávat na základě teplotního rozdílu mezi dvěma médii, přičemž teplo přechází z média o teplotě vyšší do

média o teplotě nižší [6]. Získávání latentního tepla spalin je možné tehdy, když jsou spaliny ochlazeny pod teplotu rosného bodu vodní složky spalin [5]. Tehdy dojde k uvolnění energie potřebné pro fázovou přeměnu vodních par ve spalinách a vodní podíl kondenzuje. Kondenzace nastává v případě, kdy se parciální tlak vodních par rovná tlaku sytých par. Vlhkost obsažená ve spalinách se s klesající teplotou prudce zmenšuje z důvodu strmého sklonu křivky tlaku sytých par. Čím nižší je tedy teplota chladicího média oproti teplotě rosného bodu vodních par ve spalinách, tím efektivnější přenos tepla je dosažen [6].

2.3.1 Zařízení využívající kondenzace spalin a jejich účinnost

V současnosti je hlavním cílem zdrojů kombinované výroby elektřiny a tepla maximalizovat celkovou účinnost oproti dřívější preferenci, tedy výrobě maximálního množství elektrické energie. Spotřeba paliva ve zdrojích by měla být co nejefektivnější [7]. Největší ztrátou kotlů je komínová ztráta, tedy ztráta způsobená nevyužitím tepla spalin za kotlem, jejichž teplota ovlivněná technologií kotle, může být v rozmezí 70 až 200 °C. Jsou-li aplikovány spalinové kondenzátory, lze dosáhnout teploty spalin o 5 až 20 °C vyšší, než je teplota chladicího média [5]. Spalinové kondenzátory jsou instalovány obvykle pokud je vlhkost paliva vyšší než 20 % hm. Aplikací spalinového kondenzátoru je využíváno získávání skupenského tepla spalin a lze dosáhnout teploty spalin v komíně i pod 40 °C. V Evropě je zavedena konvence, kdy je účinnost zdroje vztahována k výhřevnosti paliva. Při výpočtu s výhřevností není uvažována kondenzace vlhkosti ze spalin. Naopak při výpočtu se spalným teplem kondenzace vlhkosti zahrnuta je. Výhřevnost je vhodným srovnávacím parametrem v případě zdrojů, které používají paliva s nízkým obsahem vlhkosti, kde spalinové kondenzátory není výhodné aplikovat. Zdroj, který používá vlhké palivo, může dosahovat účinnosti vztažené k výhřevnosti nad 90 %, pokud není použit spalinový kondenzátor. Pokud spalinový kondenzátor použit je, může se účinnost zdroje na vlhké palivo vztažená k výhřevnosti vyšplhat i přes 100 %. Latentní teplo získané během procesu může zajistit např. ohřev vody otopné soustavy [7].

Kondenzační kotle spalující olej či plyn jsou sofistikovanými technologiemi, které oproti běžným kotlům dosahují účinnosti vztažené k výhřevnosti paliva o 10 až 14 % vyšší pro plynové a o 5 až 7 % vyšší pro olejové palivo. Výměníky pro zajištění kondenzace u biomasových kotlů však musejí čelit problémům s foulingem a korozí. U již instalovaných kondenzačních výměníků biomasových kotlů, aby bylo zabráněno korozi, se používají



Obr. 1 - Závislost účinnosti kotle vztažené k výhřevnosti paliva na koncové teplotě spalin a obsahu vlhkosti v palivu [5].

Pozn.: Účinnost byla stanovena při uvažování pouze komínové ztráty. Teplota je uvedena ve [°C].

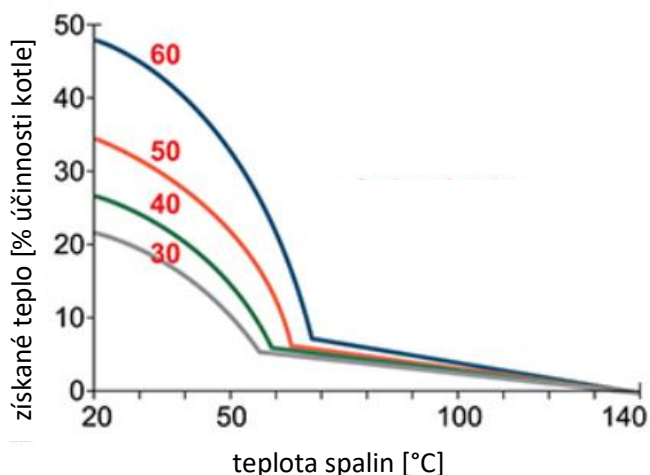
Zkratky: fg = spaliny, wb = vztaženo k vlhké hmotě

materiály jako keramika, uhlík či korozivzdorná ocel. Fouling je možné odbourávat pravidelným čištěním výměníků [5].

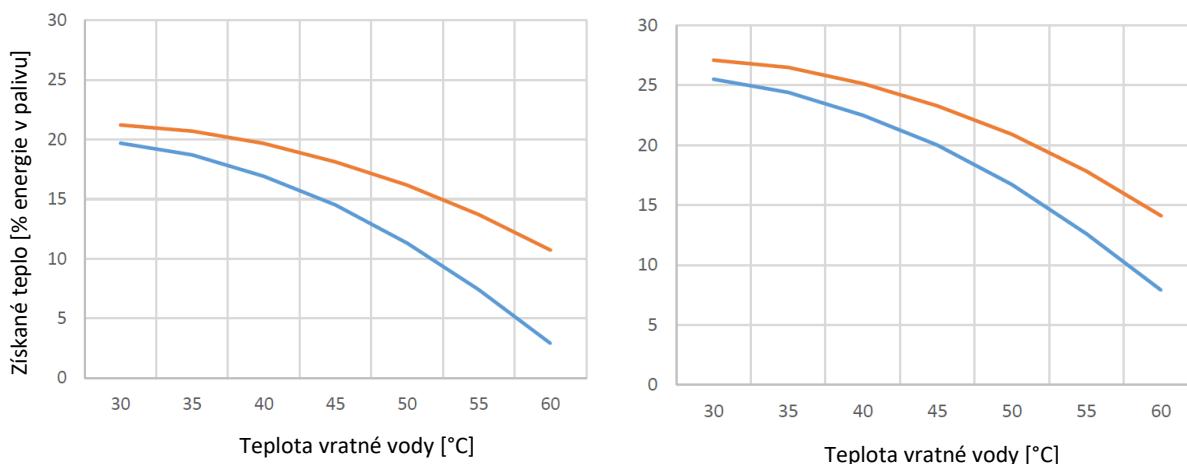
Na obr. 1 je uvedena závislost účinnosti kotle vztažené k výhřevnosti na koncové teplotě spalin a obsahu vlhkosti v palivu. Jestliže jsou spaliny zchlazeny pod teplotu rosného bodu, jenž se nachází v rozsahu 40 až 60 °C (hodnota je určena obsahem vlhkosti v palivu), pak na závislosti sledujeme prudký nárůst. Je zřejmé, že aby bylo dosaženo ochlazení spalin pod rosný bod, je nezbytné je chladit médiem, jehož teplota má nižší hodnotu než teplota rosného bodu spalin [5].

2.3.2 Vliv teploty vratné vody na charakter technologie kondenzace spalin

Ve zdroji pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla lze pro kondenzaci spalin využít vratnou vodu otopné soustavy. Na obr. 2 jsou uvedeny závislosti získaného tepla na koncové teplotě spalin a vlhkosti paliva. Zlom v průběžích odpovídá teplotě rosného bodu spalin pro dané palivo. Ze závislosti plyne, že teplota vratné vody otopné soustavy musí klesat s klesající vlhkostí paliva, aby mohlo být využito kondenzace spalin pouze přičiněním spalinového kondenzátoru [8].



Obr. 2 - Závislost získaného tepla na teplotě spalin a vlhkosti paliva. Červené číslice značí obsah vody v palivu v procentech hmotnosti paliva. Zlom na křivkách nastává při dosažení teploty rosného bodu [8]



Obr. 3 - Závislost získaného tepla ve spalinovém kondenzátoru na teplotě vratné vody. Průběh při aplikaci CAH je vyznačen oranžově, bez CAH modře. Graf vlevo, resp. vpravo, je sestaven pro palivo s obsahem 40, resp. 50, % hm. vody [7].

V případě, že rozdíl mezi teplotou rosného bodu spalin a teplotou vratné vody je malý, teplo získané navíc kondenzací spalin je minimální. Tehdy je možné instalovat zvlhčovač spalovacího vzduchu (angl. combustion air humidifier - CAH), který navýší teplotu rosného bodu spalin navýšením jejich vlhkosti. Vyšší teplotou rosného bodu a zachováním teploty vratné vody se zvýší potenciál tepla získatelného ve spalinovém kondenzátoru. Vliv použití CAH na množství tepla získaného ve spalinovém kondenzátoru je uveden na obr. 3 [7].

Dalším řešením pro aplikaci spalinového kondenzátoru v případě, že teplota vratné vody je příliš blízko teplotě rosného bodu spalin, je použití tepelného čerpadla. S tím je ovšem spojena investice jak do systému tepelného čerpadla, tak do jeho provozu. Elektřina spotřebovaná na provoz kompresorového čerpadla odpovídá přibližně 15 až 25 % získaného tepla. V případě absorpčního tepelného čerpadla je zapotřebí odběrová pára z turbíny. Elektřina spotřebovaná pro provoz kompresorového tepelného čerpadla je srovnatelná s elektřinou, která by byla vyrobena parou odebranou pro provoz čerpadla absorpčního. Zapojení technologie při aplikaci tepelného čerpadla je obvykle řešeno jedním nebo dvěma spalinovými kondenzátory, přičemž nejprve se spaliny v kondenzátoru ochladí vratnou vodou a následně jsou použitím tepelného čerpadla ochlazeny na ještě nižší teplotu, přičemž tepelné čerpadlo následně ohřeje vratnou vodu na teplotu vyšší, než byla její teplota na výstupu ze spalinového kondenzátoru.

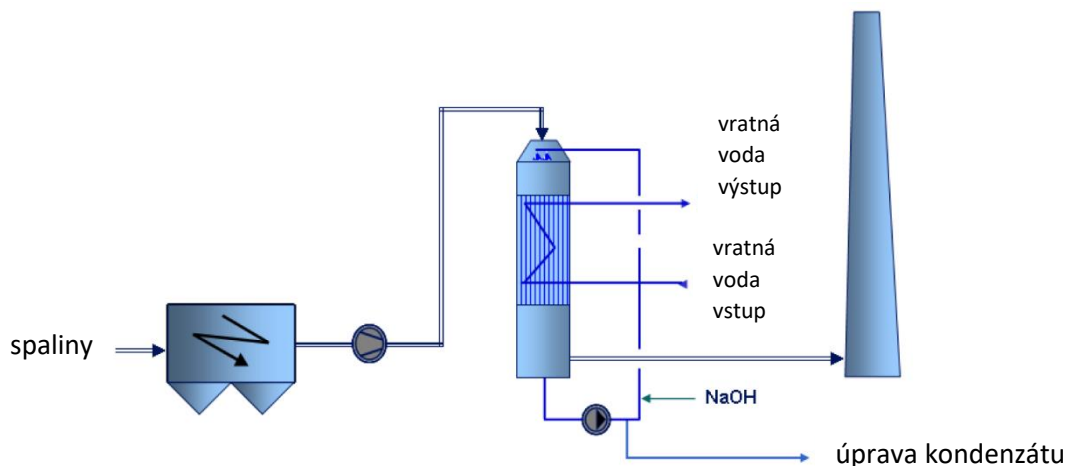
Náklady na tepelné čerpadlo mohou být ušetřeny, pokud je použit CAH, který může funkci čerpadla částečně nebo úplně nahradit. CAH lze dosáhnout získávání tepla kondenzací spalin pro ohřev vratné vody o teplotách v rozsahu 55 až 70 °C bez použití tepelného čerpadla.

Zvýšená teplota vratné vody, jenž je ohřátá ve spalinovém kondenzátoru, se projeví na množství elektřiny vyprodukované na turbíně, jestliže je vratná voda použita jako chladicí médium v kondenzátoru na výstupu turbíny. Jelikož je ale teplo získané ve spalinovém kondenzátoru mnohem větší, než elektřina ztracená na turbíně vlivem zvýšené teploty vratné vody nemá toto negativum tak významný dopad na provoz zdroje (ztráta v elektřině tvoří asi 5 % energie získané v teple) [9].

2.4 Technologie pro realizaci kondenzace spalin

2.4.1 Samostatný spalinový kondenzátor (trubkový a vypírka)

Při použití kondenzátoru ve formě trubkového výměníku proudí spaliny uvnitř trubek směrem dolů, jelikož kondenzátor je orientován vertikálně, a dochází k jejich ochlazení. Do mezitrubkového prostoru je umístěn proud vratné vody otopné soustavy,



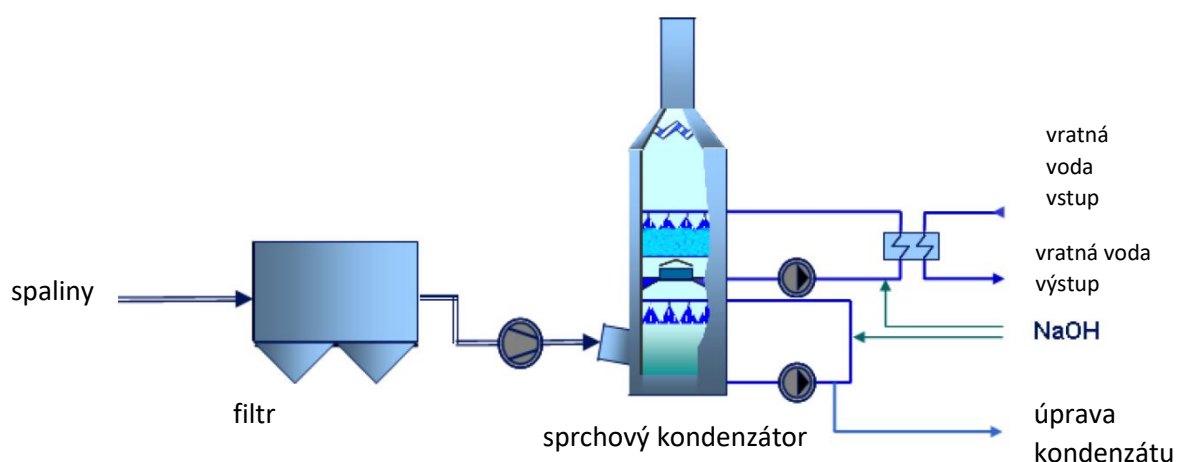
Obr. 4 - Příklad zapojení trubkového spalinového kondenzátoru [7]

jenž se ohřívá, a proudí směrem vzhůru. Výměník je tedy provozován v protiproudém uspořádání [7]. Příklad zapojení trubkového kondenzátoru spalín je uveden na obr. 4.

Druhou možností realizace kondenzátoru je vypírka, resp. sprchový kondenzátor. Sprchové kondenzátory jsou v současnosti hojně využívány ve zdrojích menších výkonů pro monovýrobu tepla, které spalují biomasu. Na jednu stranu mají v těchto zdrojích úlohu dočištění spalín a jsou zapojovány za elektrostatické odlučovače. Na stranu druhou slouží i k dochlazování spalín a získávání tepla. Sprchové kondenzátory k dochlazování běžně obsahují výplň v podobě kazet (angl. packed bed) nebo samostatných elementů. Spaliny proudí ze spodní části kondenzátoru a v protiproudu vůči nim je z horní části kondenzátoru rozstříkována voda. Spaliny přichází do přímého kontaktu s chladicí vodou [10]. Výplň je instalována, jelikož se na jejím povrchu vytvoří vodní film, čímž se zvětší kontaktní plocha vody a spalín, tedy teplosměnná plocha [7], [10]. V ústí sprchové trysky je obvykle udržován tlak v rozmezí 2 až 3 bar, aby bylo dosaženo malé velikosti vodních kapek. Teplu se v kondenzátoru uvolňuje na základě změny fáze vodní složky ve spalínách, a proto lze předpokládat, že relativní vlhkost spalín na výstupu z kondenzátoru bude 100 %.

Umístění další sprchy pod výplň kondenzátoru má za následek zchlazení i čištění spalín již před výplň, což vede ke snížení objemového toku spalín v důsledku snížení jejich teploty, popř. snížení obsahu jejich vlhkosti v důsledku kondenzace vody. Dále je možné v kondenzátoru využít méně odolné materiály vlivem snížení obsahu pevných abrazivních částic ve spalínách. Toto uspořádání, uvedené na obr. 5, umožňuje použít jedno zařízení jak pro čištění spalín, tak pro jejich dochlazení. Dalším pozitivem instalace sprchy pod výplň je redukce tvorby foulingu v prostoru kondenzátoru. Jako negativum lze vnímat, že zařízení se dvěma sprchami je rozměrnější, než kdyby byla instalována dvě zařízení separátní, jedno primárně k čištění spalín a druhé primárně k jejich dochlazení [10].

Z obr. 5 je zřetelné, že po ohřátí spalínami je sprchová voda čerpána do externího výměníku, kde své teplo předává vratné vodě otopné soustavy přes teplosměnnou plochu. Malá spotřeba elektřiny a mírně lepší regenerace tepla oproti sprchovému kondenzátoru patří k výhodám trubkového výměníku. Velká pozitiva při aplikaci sprchového kondenzátoru představují efektivní čištění spalín sprchovou vodou a vyšší korozní odolnost [7].



Obr. 5 - Příklad zapojení sprchového kondenzátoru spalín [7]

Při čištění spalín může být do cirkulující vody, ve které jsou rozpuštěny kyselé plyny SO_2 a HCl , přidána zásaditá sloučenina, např. NaOH , což umožňuje dosáhnout snížení podílu kyselých plynů i o 100 %. Ze spalín lze v kondenzátoru také odstranit velké množství prachových částic. Množství, které je možné odstranit, je ovlivněno velikostí

částic a návrhem kondenzátoru. Dále kondenzátor umožňuje snížit obsah emisí CO , NO_x i CO_2 . Spalinovými kondenzátory lze redukovat celkové množství emisí až o 25 %. Emise CO_2 mohou být kondenzátory spalin nepřímo snižovány, jestliže využití tepla z kondenzátorů zapříčiní snížení doby provozu špičkových kotlů spalujících plynné palivo nebo olej.

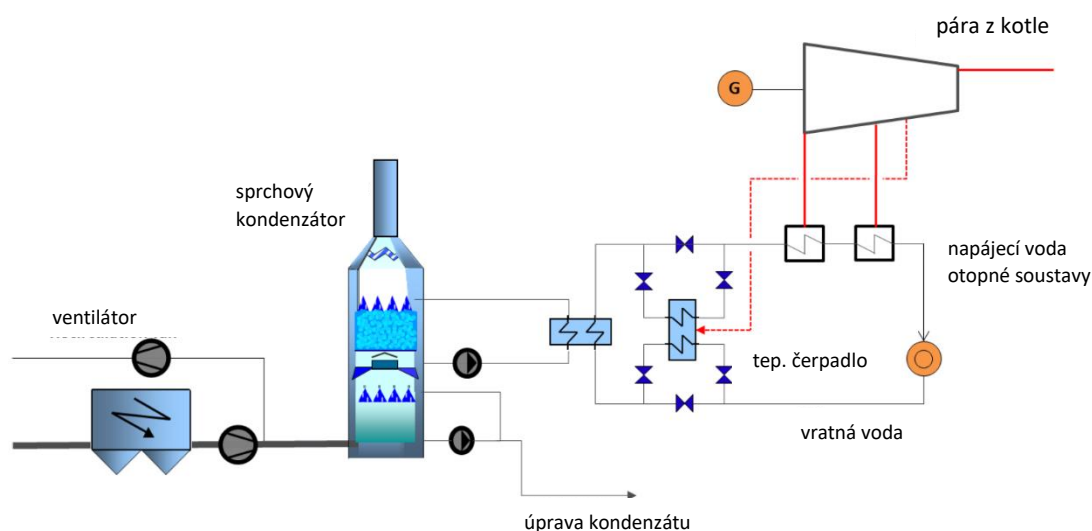
Při výkonu 1 MW je ve spalinovém kondenzátoru vyprodukováno přibližně 1 m^3 kondenzátu za hodinu provozu. Kvalita kondenzátu je různá a je určena např. typem paliva a technologií čištění spalin. Kondenzát se čistí, buď aby naplnil kvalitativní požadavky napájecí vody kotle a následně je tak využit, nebo se čistí tak, aby voda splňovala environmentální kvalitu [7].

2.4.2 Spalinový kondenzátor v kombinaci s tepelným čerpadlem

Při aplikaci tepelného čerpadla je možné snížit teplotu vratné vody před kondenzátorem, tím zvětšit teplotní rozsah pro uskutečnění kondenzace a tím zvýšit množství tepla, které je při kondenzaci spalin možné získat. Teplo vratné vody slouží pro předehřev vody napájecí [7]. Schéma zapojení kondenzátoru v kombinaci s tepelným čerpadlem je uvedeno na obr. 6.

Další možností použití tepelného čerpadla je využití kondenzátu získaného ze sprchového kondenzátoru pro ohřev pracovní látky tepelného čerpadla ve výparníku. Teplo chladiva je následně odevzdáno v kondenzátoru tepelného čerpadla vratné vodě otopné soustavy, která po průchodu kondenzátorem vstupuje do kotle, kde se ohřívá na požadovanou teplotu [5].

Jednou z veličin, kterými lze analyzovat výkon tepelného čerpadla, je topný faktor COP. Obvykle jsou používána mechanická kompresorová nebo absorpční tepelná čerpadla. Absorpční tepelná čerpadla mohou být poháněna parou o teplotě např. $165 \text{ }^\circ\text{C}$, tedy v nižším rozmezí teplot, což představuje pozitivum. Oproti kompresorovým tepelným čerpadlům dosahují absorpční nízkých hodnot COP, což se projevuje jako negativum. Běžně je dosahováno COP v rozmezí 1,3 až 1,8 [10]. Kompresorové tepelné čerpadlo dosahuje hodnot COP v rozsahu 4 až 8. Na druhou stranu je však nezbytné zajistit elektrický pohon. Potřebná energie pro provoz kompresorového tepelného čerpadla je přibližně 1 až $2,5 \text{ MW}_e$ [7].



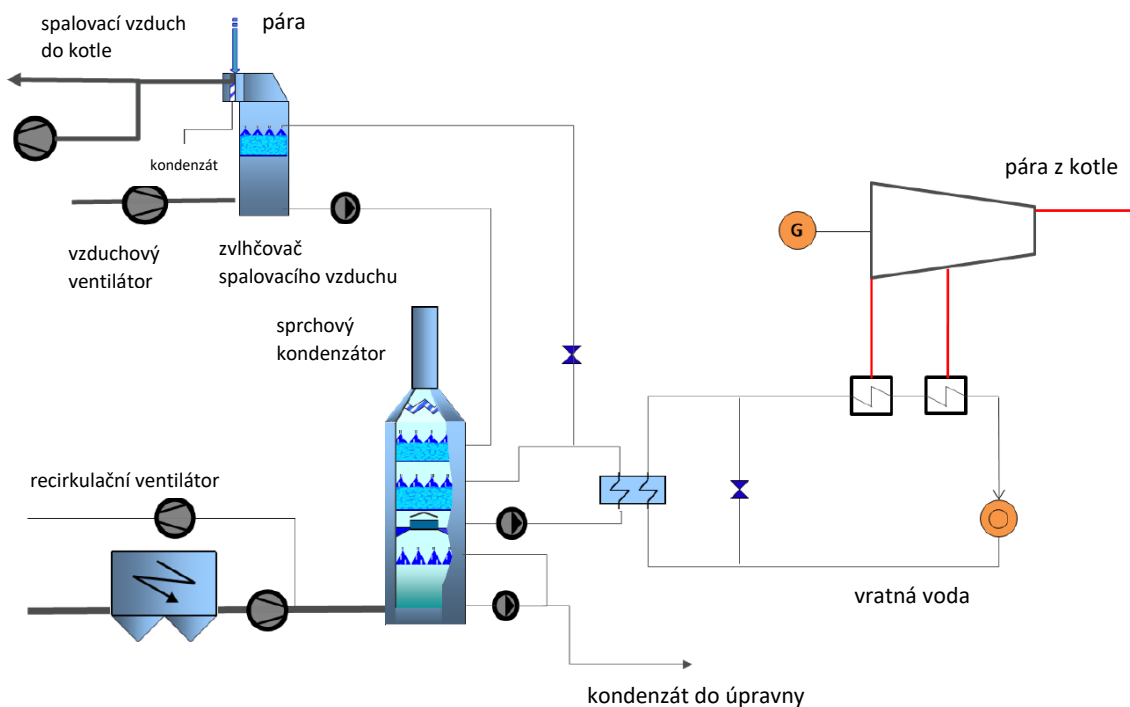
Obr. 6 - Příklad zapojení parou poháněného tepelného čerpadla do systému se sprchovým spalinovým kondenzátorem [7]

2.4.3 Spalinový kondenzátor v kombinaci se zvlhčovačem spalovacího vzduchu

Na cestě vzduchu je zvlhčovač spalovacího vzduchu (CAH) umístován před všechny ohříváky vzduchu. Energie vložená do spalovacího vzduchu v CAH je zpětně získávána ve spalinovém kondenzátoru.

Princip kombinace spalinového kondenzátoru a CAH tkví v přenosu zbytkové energie ve spalinách do spalovacího vzduchu a klade si za cíl navýšit účinnost zdroje pro kombinovanou výrobu elektřiny a tepla [9]. Stejně jako spalinový kondenzátor, CAH může být řešený jako sprchová vypírka s výplní. Ze spodní části CAH je přiváděn vzduch pro spalování, při proudění směrem vzhůru je v protiproudu sprchován vodou rozstříkovanou z horní části zařízení. Intenzifikace přestupu tepla je zajištěna výplní stejně jako u spalinového sprchového kondenzátoru [6]. Spalovací vzduch na výstupu z CAH dosahuje teploty blízké teplotě mokrého teploměru. V CAH nastává ohřátí spalovacího vzduchu procesní vodou a také navýšení jeho vlhkosti. V důsledku částečného odparu procesní vody, který v CAH nastane, se navýší entalpie spalin na výstupu z kotle a také jejich teplota rosného bodu. V důsledku toho lze ve spalinovém kondenzátoru získávat teplo při vyšší teplotě vratné vody a ve větším množství.

Procesní voda se v CAH neodpaří kompletně, ale část se pouze ochlazuje a prochází až do spodní části CAH, odkud může být čerpána do spalinového kondenzátoru, kde je využita v poslední fázi dochlazování spalin pro posunutí teploty spalin na ještě nižší hodnotu a získání většího množství tepla. Schéma možného uspořádání celé technologie je uvedeno na obr. 7.

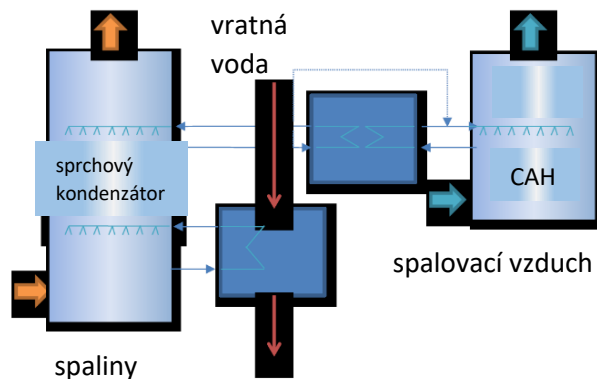


Obr. 7 - Příklad zapojení spalinového sprchového kondenzátoru v kombinaci se zvlhčovačem spalovacího vzduchu [7]

Aplikací CAH lze dosáhnout vrácení energie, kterou není možné ze spalin získat ve druhém stupni kondenzátoru, zpět do spalovací komory, čímž se sníží množství energie, které nevyužité odchází z procesu jako komínová ztráta [9].

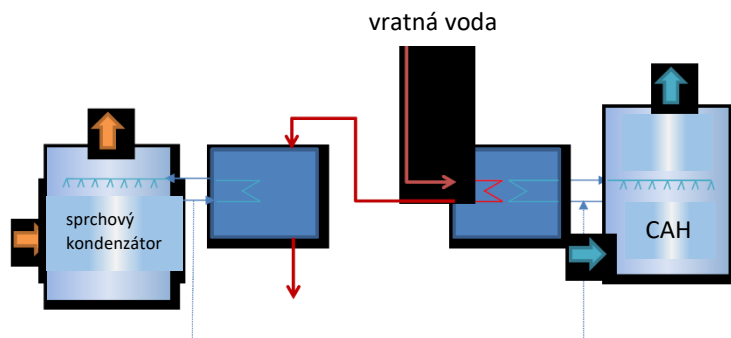
Pro vzájemné propojení spalinového kondenzátoru, potrubí vratné vody a CAH lze uvést ještě další možnosti řešení. Dle prvního schématu, uvedeného na obr. 8, je realizována tepelná výměna procesní vody proudící v okruhu druhého stupně spalinového kondenzátoru s vodou proudící v okruhu CAH přes teplosměnnou plochu

výměníku, úbytek vody v CAH je doplňovaný z okruhu druhého stupně kondenzátoru. Realizace přenosu tepla přes teplosměnnou plochu je použita pro oddělení proudů pracovních látek v kondenzátoru a zvlhčovači a má význam hlavně při aplikaci systému ve spalovnách odpadů, aby bylo zamezeno kontaminaci dochlazovaných spalin nečistotami ze spalovacího vzduchu a tvorbě foulingu v kondenzátoru, jelikož spalovací vzduch je v těchto zdrojích obvykle čerpán ze zásobníku odpadu. Teplo získané v prvním stupni kondenzátoru je využíváno pro ohřev vratné vody otopné soustavy.



Obr. 8 - Možnost vzájemného spojení dvoustupňového sprchového kondenzátoru, zvlhčovače spalovacího vzduchu (CAH) a potrubí vratné vody [9]

Alternativou je uspořádání uvedené na obr. 9. Zde je teplota vratné vody nejprve snížena ve výměníku tepla pro ohřev procesní vody okruhu CAH. Ochlazená vratná voda je vedena do výměníku, kde je ohřívána pracovní látkou okruhu spalinového kondenzátoru. Nižší teplota vratné vody umožňuje získat větší množství tepla. Úbytek procesní vody ve zvlhčovači je opět doplňován z kondenzátoru [9].



Obr. 9 - Možnost zapojení jednostupňového spalinového sprchového kondenzátoru [9]

Při konfrontaci alternativ znázorněných na obr. 8 a obr. 9 vychází zapojení na obr. 8 jako lepší varianta, jelikož při celkové bilanci systému lze z procesu získat 13,2 MW tepla a dochladit spaliny na teplotu 31,9 °C. Kdežto při aplikaci zapojení na obr. 9 vychází po celkové bilanci velikost získaného tepla 9,1 MW a spaliny jsou dochlazené pouze na teplotu 47,9 °C. Proces byl simulován v dokumentu [9].

Vyjma zmiňovaných sprchových zvlhčovačů spalovacího vzduchu lze aplikovat zvlhčovač typu Ljungström, jenž funguje jako CAH a zároveň jako koncový dochlazovač spalin. Lze ho aplikovat ve zdrojích na biomasu, kde vzájemná netěsnost mezi spalovacím vzduchem a dochlazovanými spalinami nepředstavuje potíže [9].

Při aplikaci zvlhčovače spalovacího vzduchu předpokládáme, že teplota spalovacího vzduchu bude navýšena téměř až na teplotu procesní vody, již je sprchován, že na výstupu ze zvlhčovače bude spalovací vzduch blízko stavu nasycení vodou a že množství tepla předané spalovacímu vzduchu ve formě citelného a latentního v CAH může být zpětně získáno v koncovém dochlazovači spalin. Dále je očekáváno, že množství kondenzátu

z dochlazovače je k dispozici pro použití v CAH, a že objemové toky suchého spalovacího vzduchu a suchých spalin jsou přibližně ekvivalentní [9].

2.5 Instalované technologie pro získávání odpadního tepla spalin biomasových kotlů

2.5.1 Multipalivová teplárna Järvenpää

Zdroj vystavěný v roce 2013 v jižním Finsku patří společnosti Fortum Power and Heat, jenž je distributorem energií. Pro zpracování biomasy o různých hodnotách vlhkosti s vysokou účinností je instalován spalinový kondenzátor. Kotel s bublinkovou fluidní vrstvou umožňuje spalovat 100% podíl biomasy (převážně dřevní) či rašeliny a až 30% podíl energeticky využitelného odpadu (např. odpad z dřevozpracujícího nebo papírenského průmyslu, odpad z živočišné produkce či popílek obsahující mechanický nedopal z jiných zdrojů). Náklady na teplárnu, i přes dodatečnou technologii pro dochlazování spalin, se pohybují v dolní polovině obvyklého rozsahu nákladů na teplárenský biomasový kotel s bublinkovou fluidní vrstvou. Konkrétně náklady činili 1070 EUR/kW_{pal}. Další dva obdobné zdroje jako teplárna v Järvenpää vystavěla společnost Fortum také v Litvě a Estonsku [11].

Teplota parního odběru z turbíny a tepla získané ve spalinovém kondenzátoru je předáno vratné vodě otopné soustavy o teplotě v rozsahu 35 až 45 °C, která po ohřátí na teplotu 80 až 110 °C proudí zpět ke spotřebiteli.

Příkon kotle je 76 MW_{pal}, turbína disponuje elektrickým výkonem 23,3 MW_e, odběr z turbíny poskytuje pro otopnou soustavu výkon 45 MW_t a ze spalinového kondenzátoru je navíc získáno 15 MW_t. Celková účinnost vztažená k výhřevnosti paliva zdroje činí 110 %, jestliže je počítáno s výhřevností dřevních paliv. Výkon teplárny může být regulován právě spalinovým kondenzátorem, který je při plném výkonu zdroje v provozu a při nižších zátěžích je proud spalin odkloněn bypassem a kondenzátor není využíván. Účinnost teplárny v roce 2014 dosahovala průměrně hodnoty 97 % při provozu na palivo ve formě 99,5 % lesního dřeva. Nižší účinnost oproti avizovaným 110 % byla způsobena provozem na nižších, nenominálních, parametrech. Zbývající podíl paliva (0,5 %) tvořil v roce 2014 zemní plyn, který byl použit ve špičkových kotlích nebo při nájezdu teplárny.

Vlivem nižšího podílu vlhkosti (průměrně 20 %) v energeticky využitelných odpadech (vyjmenovaných v prvním odstavci této kapitoly) oproti již spalované dřevní biomase (50 %), je od roku 2017, kdy v Järvenpää započalo spoluspalování biomasy s odpady, očekáváno zmenšení množství tepla vyprodukovaného ve spalinovém kondenzátoru. Pokles vyprodukované energie v kondenzátoru byl odhadován z 45 GWh/rok na 2 GWh/rok při 20% podílu odpadu v palivu. Skutečná data z provozu nebyla zatím zveřejněna [11].

Teplárna je také vybavena zvlhčovačem spalovacího vzduchu. Předehřev spalovacího vzduchu na optimální teplotu ve zvlhčovači je zajištěn softwarem, který provádí regulaci celého systému dochlazování spalin a byl instalován v teplárně v roce 2014. CAH je při běžném provozu zdroje maximálně využíván. Pokud je však např. potřeba tepla nízká a kotel je provozován na minimální výkon s velmi vlhkým palivem, využití CAH se snižuje. Automatická regulace zvlhčování spalin zajistila zlepšení účinnosti teplárny o jeden procentní bod [7].

2.5.2 Výtopna Forssa

Systém dochlazování spalin a CAH byl instalován firmou Valmet v již provozované výtopně ve městě Forssa ve Finsku, aby bylo produkováno teplo pro otopnou soustavu. V důsledku instalace spalinového kondenzátoru a CAH mělo dojít také ke snížení spotřeby paliv - biomasy a oleje. V kotli s bublinkovou fluidní vrstvou o výkonu 73 MW_t je

spalována biomasa a rašelina, dále je součástí zdroje pět špičkových kotlů o celkovém výkonu 56 MW spalujících olej a kotel na pelety o výkonu 4 MW. Aplikace spalínového kondenzátoru a CAH zajistila, že výtopna může být provozována pouze na biomasu až do okolní teploty $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$. Při teplotách nižších musí být použity kotle spalující olej. Původně byly kotle na olej uváděny do provozu již při okolních teplotách $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7].

Zpracovávané palivo obvykle obsahuje 40 až 55 % hm. vlhkosti. Teplota vratné vody je obvykle v rozmezí 40 až 55 $^{\circ}\text{C}$, přičemž v zimních měsících bývá vyšší. Při návrhu měl sprchový spalínový kondenzátor zajistit získání tepla o velikosti 5 až 25 % tepla přivedeného v palivu. Následně byl do návrhu zahrnut i CAH, v důsledku čehož bylo možné při vysokých teplotách vratné vody v zimním období získat až dvojnásobné množství tepla ze spalin oproti variantě uvažující pouze kondenzátor.

Od uvedení systému na využití odpadního tepla spalin do provozu bylo po půl roce získáno navíc přibližně 30 GWh tepla ze spalin. Stejně jako u teplárny Järvenpää je i ve výtopně Forssa použit bypass CAH, pouze když je biomasový kotel provozován na minimální výkon. Velikost tepla získaného při kondenzaci spalin je v rozmezí 10 až 20 % příkonu kotle v palivu. Teplota spalin byla díky technologii pro využití odpadního tepla snížena z původních 140 $^{\circ}\text{C}$ na 40 až 45 $^{\circ}\text{C}$ v závislosti na teplotě vratné vody a míře zvlhčování spalovacího vzduchu.

Instalace spalínového kondenzátoru a CAH vyžadovala úpravu stávajících technologií výtopny, např. „suchý“ komín byl nahrazen „mokrým“ komínem odolným vůči kyselinám. Původní ventilátory spalovacího vzduchu a spalin musely být nahrazeny výkonnějšími kvůli nárůstu objemu médií vlivem vlhkosti. Pro zamezení tvorby kondenzátu v potrubí spalovacího vzduchu byl k CAH přidán také parní ohřívák [7].

2.5.3 Další zdroje

Na prosinec roku 2022 bylo naplánováno dokončení instalace systému pro využití odpadního tepla spalin firmou Valmet ve výtopně na biomasu Vuosaari C v Helsinkách ve Finsku. Výtopna využívá kotel s cirkulující fluidní vrstvou. Systém dodávaný firmou Valmet zahrnuje sprchový spalínový kondenzátor a zvlhčovač spalovacího vzduchu. Ty by měly zajistit zvýšení produkce tepla pro otopnou soustavu o 69 MW, to představuje více než 30 % příkonu v palivu (vztaženo k výhřevnosti). Je očekáván nárůst účinnosti výtopny vztažené k výhřevnosti na přibližně 122 %. Při zpětném získávání tepla budou použita absorpční tepelná čerpadla poháněná nízkotlakou parou, která zajistí teplotu procesní vody v kondenzátoru o hodnotě 12 $^{\circ}\text{C}$. Na stejnou teplotu by měly být dochlazeny i spaliny [12].

V rámci programu pro redukci emisí firmy Kokkola Energy byla instalována zařízení pro kondenzaci spalin v teplárně v Kokkola Industrial Park. Aplikace kondenzace spalin povede kromě snížení emisí také ke snížení spotřeby fosilních paliv. Projekt měl být ukončen na konci roku 2020, bližší informace o současném stavu projektu nebyly nalezeny. Teplárna využívá kotel s cirkulující fluidní vrstvou. Ten je dimenzovaný na příkon v palivu 109 MW_{pal}. Díky spalínovému kondenzátoru o výkonu 15 MW_t, teplárna ročně ušetří množství paliva, které odpovídá 400 nákladních automobilů. Spalínový kondenzátor je využíván pro získání tepla ze spalin, které je následně distribuováno do otopné soustavy [13].

Výtopna na biomasu v Kivenlahti uvedená do provozu na jaře 2020 byla vystavěna jako náhrada jednoho z uhelných kotlů v elektrárně Suomenoja. Roční výroba tepla by měla činit 350 až 380 GWh. Kotel s bublinkovou fluidní vrstvou a spalínový kondenzátor s tepelným čerpadlem byly dodány firmou KPA Unicon. Kotel produkuje 49 MW_t a jako palivo jsou používány zbytky z lesní těžby a odpadní dřevo ze staveb. Kondenzátor spalin spolu s tepelným čerpadlem produkuje až 58 MW_t tepla pro otopnou soustavu [14].

Přestavba elektrárny na zemní plyn v dánském městě Helsingør byla provedena za účelem snížení emisí CO₂. Ukončení přestavby na teplárnu spalující biomasu bylo naplánované na přelom roků 2018 a 2019, přičemž v červnu roku 2019 byla firmou LAB dodána technologie pro úpravu spalin a zpětné získávání tepla, konkrétně spalinový kondenzátor a zvlhčovač spalovacího vzduchu [15], [16]. Teplárna disponuje 16 MW_e elektrického výkonu, 58,5 MW_t tepelného výkonu a 15 MW_t tepelného výkonu získaného ve spalinovém kondenzátoru [15].

Teplárna ve městě Klaipeda v Litvě spalující komunální i průmyslové odpady a biomasu byla otevřena roku 2013. V důsledku náhrady původní výtopny na zemní plyn je předpokládáno snížení emisí CO₂ o přibližně 100 000 tun ročně. Účinnost teplárny se blíží 90 %, výkon teplárny činí 20 MW_e a 50 MW_t. Pro pokrytí špiček potřeby tepla je využit spalinový kondenzátor o výkonu 15 MW_t [17]. Dodavatelem systému pro dochlazování a čištění spalin byla firma Alstom [18].

Zdrojem se spalinovým kondenzátorem, který k roku 2020 poskytoval největší výkon získávaný využitím odpadního tepla spalin v Evropě, je teplárna v dánské Kodani [19]. Díky teplárně na dřevní štěpku došlo v Kodani k úplnému odklonu od používání uhlí. Parametry teplárny jsou elektrický výkon 150 MW_e a tepelný výkon 415 MW_t. Tepelný výkon zahrnuje i 125 MW_t vyprodukovaných spalinovým kondenzátorem. Spalinový kondenzátor spolu s technologií úpravy spalin byl instalován v červnu roku 2020 firmou LAB [20]. Teplárna by měla být dále vybavena také zvlhčovačem spalovacího vzduchu pro intenzifikaci zpětného získávání tepla v kondenzátoru spalin [19].

2.6 Dopad implementace spalinového kondenzátoru na provoz zdroje

Vlivem aplikace spalinového kondenzátoru se změní hmotnostní i energetická bilance zdroje. K ovlivnění hmotnostní bilance dojde v důsledku přídatných hmotnostních toků v kondenzátoru. Konkrétně se jedná o hmotnostní tok vlhkosti uvolněné ze spalin v podobě kondenzátu a hmotnostní tok procesní vody a chemických činidel, jež čistí a ochlazuje spaliny. Co se týče energetické bilance, tak, jak už bylo zmíněno v kapitole 2.3.2., spalinový kondenzátor v teplárně ovlivní množství elektřiny vyrobené na turbíně, je-li vratná voda nejprve ohřátá pracovní látkou spalinového kondenzátoru ve výměníku a až následně slouží jako chladivo v kondenzátoru turbíny. Kondenzace spalin zajišťuje produkci nezanedbatelného množství tepla, a tedy lze potřebu tepla naplnit i při menším výkonu kotle, v důsledku čehož je i spotřeba paliva menší. Dále je možné díky kondenzátoru spalin pokrývat špičky potřeby tepla a ve zdroji není nutné využívat špičkové kotle na fosilní paliva, obvykle zemní plyn nebo olej, čímž se sníží náklady na tato často investičně náročná paliva [6].

2.7 Dopad implementace zvlhčovače spalovacího vzduchu na provoz zdroje

V důsledku použití zvlhčovače spalovacího vzduchu obvykle dochází k nárůstu teploty spalin za kotlem. Tím je způsoben pokles energetické účinnosti kotle. Zvýšenou teplotou spalin a jejich zvětšeným hmotnostním tokem budou ovlivněny také jednotlivé technologie úpravy spalin, které jsou po proudu za kotlem umístěny. Již instalovaný ekonomizér může obstát zvýšenou teplotu spalin po dodatečném přidání zvlhčovače spalovacího vzduchu v případě, že má dostatečnou výkonovou rezervu a napájecí voda ekonomizéru nebude přehřívána. Pokud je nutné výkon ekonomizéru navýšit, učiní se tak instalací přídatné teplosměnné plochy.

Navýšením vlhkosti spalovacího vzduchu dojde k navýšení vlhkosti ve spalinách, jejich teplota rosného bodu bude mít vyšší hodnotu oproti případu bez použití zvlhčovače, vlivem čehož může nastat nízkoteplotní koroze ekonomizéru. Na trubkových řadách

ekonomizéru o nejnižší teplotě může dojít ke kondenzaci sirných kyselin, kterou lze řešit např. použitím kvalitnějšího korozivzdorného materiálu [9].

Zvlhčení spalovacího vzduchu způsobuje nárůst teploty vody chladicí stěny kotle, jelikož se zvětší hmotnostní průtok spalin, tedy i jejich energetický obsah, a může nastat var kapaliny. Dosažení bodu varu závisí na uspořádání kotle a výměníkových ploch. Obvykle však var nehrozí, jelikož interval mezi teplotou napájecí vody a teplotou varu je v provozovaných kotlích dostatečný.

Dále lze předpokládat, že po instalaci CAH je na roštu i ve spalovací komoře dosahováno nižší maximální teploty spalování [9]. Zároveň nastává nárůst hmotnostních toků spalovacího vzduchu i spalin vlivem zvýšené vlhkosti, což značí vyšší požadavky na výkonové parametry ventilátorů [6]. V důsledku zvlhčování dochází k malému relativnímu nárůstu množství tepla sdíleného konvekcí oproti teplu sdílenému radiací. Narůstá také množství tepla sdíleného v ekonomizéru, tedy lze očekávat nárůst teploty chladicí vody, zvýšení rizika dosažení bodu varu. Schopnost ekonomizéru ochladit spaliny na návrhovou výstupní teplotu klesne. V ohřívacích spalovacího vzduchu je nutné zohlednit vyšší vlhkost vzduchu, která může snadněji iniciovat korozi.

Většinou je zvlhčováním spalovacího vzduchu provoz zdroje ovlivněn relativně málo. Kotel a systém čištění spalin není nutné příliš modifikovat. Pokles maximální teploty ve spalovací komoře a nárůst průtoku spalin však představují změny spojené s implementací CAH, které mají na provoz zdroje největší dopad. Těmito faktory je hlavně ovlivněna technologie SNCR odstraňující NO_x , jelikož nástřik močoviny nebo amoniakové vody do spalovací komory je realizován v úzkém intervalu teplot v okolí $1000\text{ }^\circ\text{C}$. Kvůli změně rozložení teplot bude pravděpodobně nezbytné přehodnotit místa vstřikovávání pracovních látek a celkově řízení dané technologie pro dosažení nejlepšího efektu [9].

2.8 Teorie vlhkého vzduchu

2.8.1 Základní pojmy a veličiny

Vlhký vzduch jako termodynamický systém je chápán jako směs suchého vzduchu a vody. Voda představuje vlhkost ve vlhkém vzduchu a je vždy přítomna jako pára. Část vlhkosti může být ve stavu kapalném či tuhém, pak má vlhký vzduch charakter heterogenní směsi.

Teplota vlhkého vzduchu t_{VV} se rovná teplotám obou jeho složek, dále bude značena pouze t a její jednotkou jsou $^\circ\text{C}$. Dle Daltonova zákona je tlak vlhkého vzduchu p_{VV} roven součtu parciálních tlaků suchého vzduchu a vodní páry.

Oswaldův zákon stanovuje, že všechny plynné složky v rovnovážné směsi zaujmají stejný objem jako celá směs. Z Oswaldova zákona vyplývá, že objem suchého vzduchu, vody i jejich směsi V_{VV} je totožný, pokud je vodní podíl vlhkého vzduchu pouze ve formě páry. Hmotnost vlhkého vzduchu m_{VV} je rovna součtu hmotností jeho složek. Pro stanovení hustoty vlhkého vzduchu ρ_{VV} lze vyjít z její definice, tedy že hustota je podíl hmotnosti a objemu. Jestliže platí, že hmotnost je veličina aditivní a objem vlhkého vzduchu i jeho složek je shodný, pak jeho hustotu lze určit jako součet hustot suchého vzduchu a vody (pokud je voda ve vlhkém vzduchu přítomna ve formě páry) v něm obsažených [21].

Pro stanovení, zdali je vlhký vzduch ve formě homogenní směsi, je důležitou veličinou určující mezní obsah vlhkosti ve vzduchu tlak syté vodní páry p_p'' . Jestliže je parciální tlak vodní páry p_p menší než p_p'' , pak je vlhký vzduch nenasyčený a směs je homogenní. Pokud platí $p_p = p_p''$, pak je vlhký vzduch nasycený a směs je homogenní. V případě, že p_p je větší než p_p'' , je vlhký vzduch přesycený a směs je heterogenní. Tlak syté páry je pouze funkcí teploty.

Důležitým pojmem je teplota rosného bodu t_{RB} . Při této teplotě dosáhne vlhký vzduch během izobarického ochlazení stavu nasycení a platí, že parciální tlak páry obsažené ve vlhkém vzduchu je při této teplotě roven tlaku sytých par [21].

2.8.2 Stanovení vlhkosti vzduchu

Vlhkost vzduchu lze vyjádřit např. pomocí absolutní vlhkosti vzduchu a udávané v kg/m^3 . Jedná se o hmotnostní množství páry v jednotkovém objemu vzduchu. Platí, že hustota par ρ_P při tlaku par p_P a teplotě t je absolutní vlhkost. Při dané teplotě nabývá absolutní vlhkost hodnot od nuly do hodnoty hustoty sytých par ρ_P'' . Vlhkost lze také vyjádřit pomocí relativní vlhkosti φ , jenž je definována jako podíl absolutní vlhkosti ku absolutní vlhkosti nasyceného vzduchu a'' při dané teplotě.

$$\varphi = \frac{a}{a''} \quad (1)$$

Relativní vlhkostí lze charakterizovat pouze homogenní směs, nabývá hodnot od 0 do 1 a jedná se o bezrozměrnou veličinu [21].

Pokud by byla pára ve vlhkém vzduchu považována za ideální plyn, který je možné popsat rovnicí ideálního plynu

$$\frac{p}{\rho} = r \cdot T \quad (2)$$

pak pro relativní vlhkost mohou být definovány následující rovnosti

$$\varphi = \frac{a}{a''} = \frac{\rho_P}{\rho_P''} = \frac{p_P}{r_P \cdot T} \cdot \frac{r_P \cdot T}{p_P''} = \frac{p_P}{p_P''} \quad (3)$$

přičemž r_P je měrná plynová konstanta, index P značí veličinu vztahenou k vodní páře a T je absolutní teplota. Také je možné vyjádřit vlhkost pomocí měrné vlhkosti vzduchu x udávané v kilogramech páry ku kilogramům suchého vzduchu. Definice měrné vlhkosti vzduchu je následující

$$x = \frac{m_{H_2O}}{m_{SV}} \quad (4)$$

a jedná se tedy o podíl hmotnosti vodní složky m_{H_2O} ku hmotnosti složky suchého vzduchu m_{SV} . Jestliže má vlhký vzduch charakter homogenní směsi, pak pro měrnou vlhkost platí

$$x = \frac{m_P}{m_{SV}} = \frac{\rho_P}{\rho_{SV}} \quad (5)$$

Nastane-li přesycení vlhkého vzduchu při teplotě větší než 0°C , část vlhkosti přítomná ve směsi nabude formu syté páry a část bude vyloučena ve formě kapaliny. Pro velikost vyloučené části vlhkosti lze napsat vztah

$$x' = x - x'' \quad (6)$$

kde x'' značí měrnou vlhkost na mezi sytosti. Vztah mezi měrnou a relativní vlhkostí pro případ vlhkého vzduchu jako homogenní směsi za předpokladu, že suchý vzduch i vodní páru lze popsat modelem ideálního plynu, je možné definovat jako

$$x = \frac{\rho_P}{\rho_{SV}} = 0,622 \cdot \frac{p_P}{p_{VV} - p_P} = 0,622 \cdot \frac{\varphi p_P''}{p_{VV} - \varphi p_P''} \quad (7)$$

pomocí rovnic (2), (3) a (5) [21].

Vlhkost vzduchu je možné měřit např. měřením teploty rosného bodu, kdy je použito ochlazené zrcátko s optickým snímačem, dále měřením relativní vlhkosti na základě změny vlastností látek (např. elektrické vodivosti), zachycením vlhkosti z daného objemu vzduchu či psychrometrem, kdy je měřena teplota suchého a mokrého teploměru [22].

2.8.3 Entalpie vlhkého vzduchu

Entalpie vlhkého vzduchu je udávána v jednotkách J/kg_{SV}, a tedy je entalpií takového množství vlhkého vzduchu, jež obsahuje právě 1 kg suchého vzduchu a k němu příslušející množství vody, již je x kg. Entalpie vlhkého vzduchu není entalpie vztažená na 1 kg vlhkého vzduchu, a tedy nemůže být označována jako měrná veličina. Entalpii vlhkého vzduchu h_{1+x} definuje následující vztah

$$h_{1+x} = h_{SV}(t, p_{SV}) + x \cdot h_{H_2O}(t, p_{H_2O}) \quad (8)$$

kde h_{SV} značí měrnou entalpii suchého vzduchu a h_{H_2O} měrnou entalpii vodní složky. Pro měrnou entalpii suchého vzduchu platí rovnice

$$h_{SV} = c_{pSV} \cdot t \quad (9)$$

kde c_{pSV} značí měrnou tepelnou kapacitu suchého vzduchu za konstantního tlaku, jejíž hodnota je 1005,9 J/kg · K. Měrnou entalpii páry je možné získat ze vztahu

$$h_P = l_{l,g0} + c_{pP} \cdot t \quad (10)$$

kde c_{pP} označuje měrnou tepelnou kapacitu vodní páry za konstantního tlaku a má hodnotu 1898,56 J/kg · K a $l_{l,g0}$ je výparné teplo vody při teplotě $t = 0$ °C. Jeho hodnota je 2500,9 kJ/kg. Rovnice (9) a (10) platí pouze za předpokladu, že jsou složky vlhkého vzduchu modelovány jako ideální plyn, a tedy jsou měrné tepelné kapacity konstantní [21]. Dosazením vztahů (9) a (10), do vztahu (8) lze získat rovnici pro určení entalpie nenasyčeného vlhkého vzduchu jako ideálního plynu ve tvaru

$$h_{1+x} = c_{pSV} \cdot t + x \cdot (l_{l,g0} + c_{pP} \cdot t) \quad (11)$$

Entalpii nasyceného vlhkého vzduchu lze určit pomocí vztahu

$$h''_{1+x} = c_{pSV} \cdot t + x'' \cdot (l_{l,g0} + c_{pP} \cdot t) \quad (12)$$

Jestliže je vlhký vzduch přesycený při teplotě vyšší než 0 °C, pak dojde k vyloučení přebytečné vlhkosti ve formě kapaliny. Její entalpii lze definovat vztahem

$$h_k = c_{pK} \cdot t \quad (13)$$

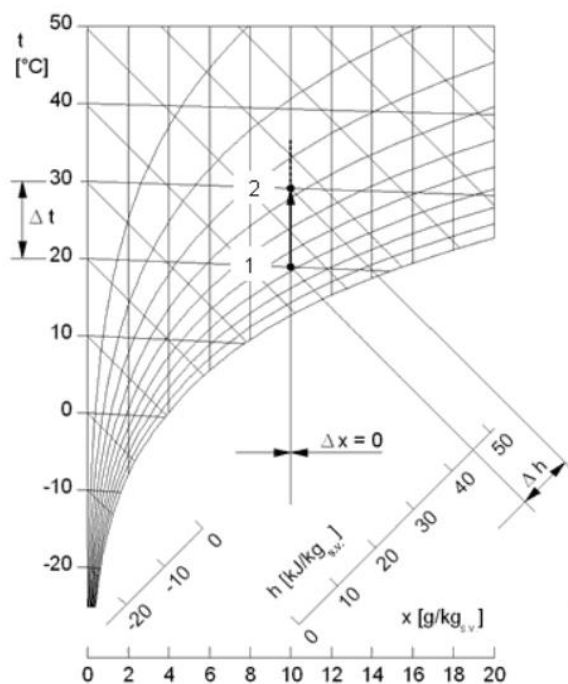
kde c_{pK} značí měrnou tepelnou kapacitu syté vody v trojném bodě při konstantním tlaku a má hodnotu 4219 J/kg · K. Pro určení entalpie přesyceného vlhkého vzduchu za těchto podmínek lze použít rovnici

$$h_{1+x} = c_{pSV} \cdot t + x'' \cdot (l_{l,g0} + c_{pP} \cdot t) + x' \cdot c_{pK} \cdot t \quad (14)$$

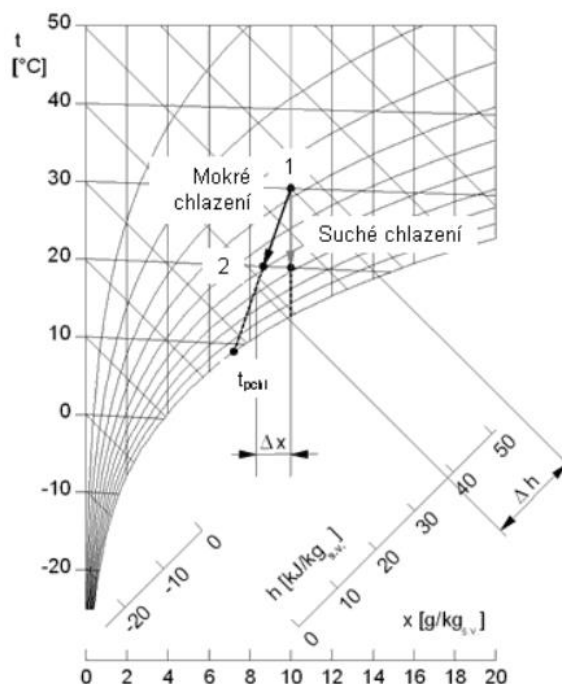
2.8.4 Změny stavu vlhkého vzduchu při konstantním tlaku a konstantní měrné vlhkosti

Při konstantním tlaku p_{VV} a konstantní měrné vlhkosti $x_1 = x_2 = x = \text{konst.}$ lze realizovat ohřev vlhkého vzduchu, kdy je nutné teplo dodávat, i jeho chlazení, kdy je teplo nutné odebírat. Složení vlhkého vzduchu se může během ochlazování měnit, jelikož může docházet k vylučování vlhkosti. Pokud se složení vlhkého vzduchu nemění, jsou zachovány hodnoty parciálních tlaků p_P i p_{SV} a také hodnota měrné tepelné kapacity vlhkého vzduchu c_{pVV} a jeho měrné plynové konstanty r_{VV} . V Mollierově $h_{1+x} - x$ diagramu se změna znázorní jako svislá úsečka, jak je uvedeno na obr. 10. Množství předaného tepla při změně stavu 12 specifikuje rovnice

$$Q_{12} = (h_{(1+x)2} - h_{(1+x)1}) \cdot m_{SV} \quad (15)$$



Obr. 10 - Znáornění průběhu změny stavu vlhkého vzduchu v Mollierově diagramu – ohřev při konstantní měrné vlhkosti a tlaku [23]



Obr. 11 - Znáornění průběhu změny stavu vlhkého vzduchu v Mollierově diagramu – suché a mokré chlazení [23]

Jestliže je teplota při koncovém stavu odvádění tepla nižší než teplota rosného bodu, pak část vlhkosti zůstane přítomna v nasyceném vlhkém vzduchu jako sytá vodní pára a část vlhkosti zkondenzuje, přičemž součet měrných vlhkostí syté vodní páry i kondenzátu se musí rovnat měrné vlhkosti na počátku děje. Nastává-li tato změna stavu, pak dochází ke změně c_{pVV} a r_{VV} . Část vodní složky, jež zkondenzuje, může ve vlhkém vzduchu zůstat přítomna v podobě mlhy nebo se může srážet na chladnějších stěnách a odtékat [21].

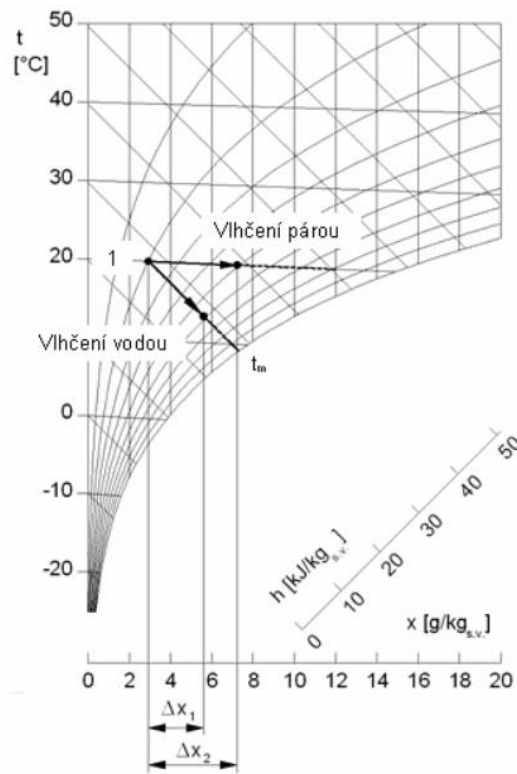
Chlazení vzduchu lze realizovat jako tzv. suché či mokré. Suché chlazení nastává tehdy, když je povrchová teplota výměníku vyšší než teplota rosného bodu chlazeného vzduchu. Při suchém chlazení je měrná vlhkost x během změny stavu vlhkého vzduchu konstantní. Během mokrého chlazení nastává kondenzace vodní složky obsažené v ochlazovaném vzduchu, jelikož teplota povrchu stěny výměníku je nižší než teplota rosného bodu vlhkého vzduchu. Znáornění průběhu suchého i mokrého chlazení v Mollierově diagramu je uvedeno na obr. 11 [23].

2.8.5 Změny stavu vlhkého vzduchu při konstantním tlaku a konstantní entalpii vlhkého vzduchu

Konstantní hodnoty entalpie při změně stavu je dosaženo, jestliže při izobarické změně nenastává tepelná výměna s okolím a změna je tedy adiabatická. Celková entalpie vlhkého vzduchu po adiabatickém zvlhčení je součtem entalpie vlhkého vzduchu před zvlhčením a entalpie zvlhčující látky. Při sušení je tomu naopak, tedy entalpie vlhkého vzduchu po vysušení je rozdílem entalpie vlhkého vzduchu původního a entalpie kondenzátu. Pokud je entalpie zvlhčující látky či kondenzátu oproti entalpii vlhkého vzduchu řádově menší, lze změnu entalpie vlhkého vzduchu během procesu zanedbat a uvažovat průběh beze změny entalpie.

Během procesu vlhčení je teplo potřebné na odpaření vody odebíráno vlhkému vzduchu, a tedy dochází k poklesu jeho teploty, ačkoliv změna probíhá adiabaticky.

Naopak při sušení nastává nárůst teploty vlhkého vzduchu, jelikož teplo uvolněné při kondenzaci vlhkosti zajistí jeho ohřev. V důsledku změny měrné vlhkosti vzduchu se mění následující veličiny: p_p , p_{SV} , c_{pVV} a r_{VV} [21]. Příkladem izobarického procesu při konstantní entalpii je vlhčení vzduchu vodou znázorněné na obr. 12 v Mollierově diagramu.



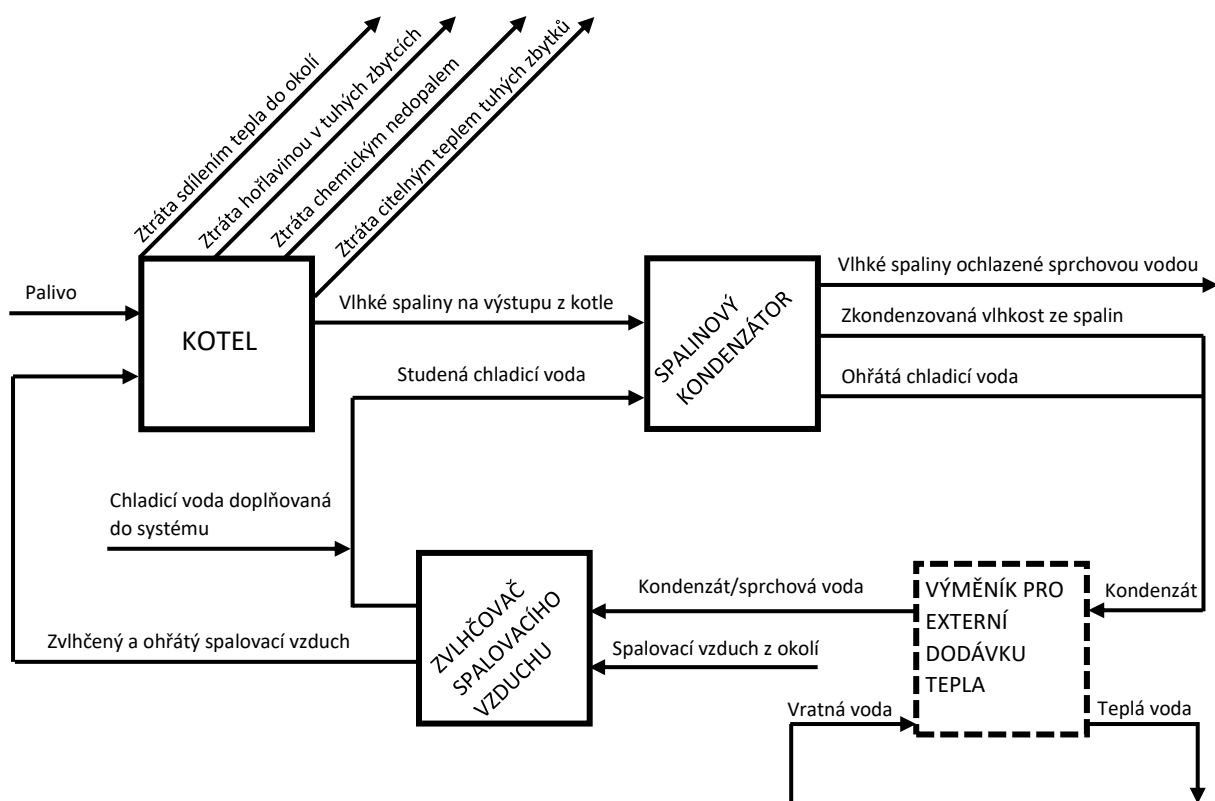
Obr. 12 - Znáznornění průběhu změny stavu vlhkého vzduchu v Mollierově diagramu – vlhčení vodou při konstantní entalpii a vlhčení parou při konstantní teplotě [23]

2.8.6 Změny stavu vlhkého vzduchu při konstantním tlaku a konstantní teplotě

Při konstantním tlaku p_{VV} a konstantní teplotě vlhkého vzduchu t je možné realizovat vlhčení s přívodem tepla a sušení s odvodem tepla. Při vlhčení vzduchu dochází ke spotřebování tepla k odpaření vody, aby byl proces izotermický, musí být do systému toto teplo přiváděno. Pro zachování konstantní teploty při sušení je nezbytné teplo uvolněné při kondenzaci vlhkosti ze systému odvádět. Vlivem změny složení vlhkého vzduchu dochází ke změně následujících veličin: p_p , p_{SV} , c_{pVV} a r_{VV} . Jelikož je hodnota teploty konstantní během celého procesu, parciální tlak sytých par p_p'' , jakožto funkce teploty, zůstává neměnný. Příkladem izobarické změny stavu za konstantní teploty je např. vlhčení vzduchu parou, která má stejnou teplotu jako vlhčený vzduch [21]. Průběh této změny v Mollierově diagramu uvádí obr. 12.

3 Výpočtová část – bilanční výpočet

V této části práce je proveden bilanční výpočet systému označovaného v anglické literatuře jako water vapor pump (WVP) cycle, což je systém, ve kterém jsou vzájemně spojena následující zařízení: zvlhčovač spalovacího vzduchu, kotel a spalínový kondenzátor. Variantně může být součástí systému také tepelný výměník pro externí využití tepla získaného kondenzací spalin jejich ochlazením v kondenzátoru, tj. výměník pro centrální zásobování teplem. Uspořádání jednotlivých zařízení ve WVP cyklu je znázorněné na obr. 13. Zvlhčovač spalovacího vzduchu a spalínový kondenzátor jsou uvažovány jako sprchové výměníky tepla, kde dochází k přímému kontaktu médií. Výměník tepla pro externí dodávku tepla je uvažován jako výměník rekuperační. Schéma na obr. 13 slouží pouze pro znázornění jednotlivých proudů látek mezi dílčími zařízeními, jedná se o zjednodušené znázornění celého systému. U všech výměníků tepla je obecně preferováno protiproudé uspořádání médií, jelikož zajistí dosažení menších koncových teplotních rozdílů mezi médii.



Obr. 13 - Uspořádání jednotlivých zařízení v systému – bilanční schéma

Účelem bilančního výpočtu je stanovení přínosu ochlazení spalin pod teplotu rosného bodu ve spalínovém kondenzátoru. Dále je sledován přínos zvlhčování a ohřevu spalovacího vzduchu před vstupem do spalovací komory k množství tepla, které je možné následně získat ve spalínovém kondenzátoru. Dále je také zhodnocena možnost zapojení výměníku pro externí dodávku tepla. Výsledky bilančního výpočtu umožňují porovnat efektivitu provozu kotle při zapojení spalínového kondenzátoru a zvlhčovače vzduchu oproti případu, kdy je kotel provozován samostatně. V neposlední řadě umožňuje bilanční výpočet bližší specifikaci procesů přenosu tepla a hmoty, které se v jednotlivých zařízeních systému dějí.

3.1 Popis bilančního schématu

3.1.1 Cesta spalovacího vzduchu

Spalovací vzduch je přiváděn z okolí do zvlhčovače spalovacího vzduchu. V něm je sprchován kondenzátem o vyšší teplotě. Dochází zde k ohřevu spalovacího vzduchu a zároveň k syčení vzduchu vodou. Současně tedy narůstá jak teplota směsi, tak i podíl vody ve směsi suchého vzduchu a vodní páry. Teoreticky by bylo možné vzduch přivedený z okolí nasytit vodou do stavu stoprocentní relativní vlhkosti. To by však vyžadovalo dlouhé doby setrvání médií v prostoru zvlhčovače, tedy by bylo nezbytné použít zvlhčovač s velkým pracovním prostorem, ve kterém by byl zajištěn kontakt médií po dostatečně dlouhou dobu. Syčení spalovacího vzduchu na stoprocentní relativní vlhkost však není účelem zvlhčovače a s přihlédnutím k tomu, že by bylo nutné použít sprchový výměník velkých rozměrů, se syčení vzduchu na stoprocentní relativní vlhkost nejeví jako opodstatněné či výhodné.

Ze zvlhčovače je ohřátý a navlhčený spalovací vzduch veden do spalovací komory kotle, kde se společně s přivedeným palivem účastní spalovacího procesu.

3.1.2 Cesta spalin

Spaliny jsou po průchodu jednotlivými teplosměnnými plochami kotle ochlazený na teplotu přibližně 140 až 150 °C. Při této teplotě vstupují vlhké spaliny do spalínového kondenzátoru, kde jsou sprchovány chladicí vodou. Proces odehrávající se v kondenzátoru lze rozdělit na dvě části:

- 1) Dosažení nové teploty rosného bodu spalin v důsledku jejich vlhčení a ochlazování chladicí vodou,
- 2) Kondenzace vlhkosti ze spalin a ochlazování spalin.

Při vlhčení spalin je uvažováno, že citelné teplo, které odevzdají spaliny při ochlazení ze vstupní teploty na novou teplotu rosného bodu spalin, se kompletně spotřebuje na ohřev a odpar chladicí vody mezi vstupní teplotou chladicí vody a novou teplotou rosného bodu spalin. Pokud by došlo k ochlazení spalin pouze na novou teplotu rosného bodu a spaliny by nebyly dále ochlazovány, tj. nenastala by kondenzace, tak by v kondenzátoru nebylo získáno žádné užitečné teplo. Citelné teplo spalin, které by se spotřebovalo pro dosažení nové teploty rosného bodu, by v tomto případě představovalo tepelnou ztrátu, protože odpařená voda by jako součást vlhkých sytých spalin opustila kondenzátor jako komínová ztráta. Klíčové je tedy, aby v kondenzátoru došlo k ochlazení spalin pod novou teplotu rosného bodu a nastala kondenzace vlhkosti ze spalin.

Hodnota nové teploty rosného bodu je významná, jelikož stanovuje, na jak vysokou teplotu je teoreticky možné v kondenzátoru ohřát chladicí vodu. Tato informace je důležitá hlavně pro případ, kdy by za kondenzátorem byl zapojen výměník pro externí dodávku tepla. Díky nové teplotě rosného bodu, která je vyšší než původní teplota rosného bodu před nasycením spalin, je možné ve výměníku předávat vratné vodě teplo na vyšší teplotní úrovni. Teplota vratné vody je obvykle fixní, a proto je navýšení teploty ze strany kondenzátu výhodné, protože bude možné ohřát vratnou vodu na vyšší teplotu. Stejná úvaha platí i pro případ bez výměníku pro externí dodávku tepla, kdy je teplo předáváno na vyšší teplotní úrovni z kondenzátu přímo do spalovacího vzduchu ve zvlhčovači a spalovací vzduch je tedy možné ohřát na vyšší teplotní úroveň.

Při výpočtu je uvažováno, že kapalná fáze kondenzující ze spalin má teplotu odpovídající teplotě spalin na výstupu z kondenzátoru. Kondenzát na výstupu z kondenzátoru je směs chladicí vody ohřáté na teplotu nižší, než je nová teplota rosného bodu o určitý teplotní rozdíl, a zkondenzované vodní páry ze spalin o teplotě odpovídající výstupní teplotě spalin.

Jestliže byly spaliny ochlazený alespoň na novou teplotu rosného bodu, pak spaliny opouštějí kondenzátor ve stavu stoprocentní relativní vlhkosti a jsou odváděny do atmosféry.

3.1.3 Cesta chladicí vody

Chladicí voda cirkuluje mezi spalínovým kondenzátorem a zvlhčovačem spalovacího vzduchu. Studená chladicí voda je přiváděna do kondenzátoru, kde je ohřátá na teplotu nižší, než je nová teplota rosného bodu spalin o určitý teplotní rozdíl. Její hmotnostní průtok je navýšen o zkondenzovanou vodní páru ze spalin v důsledku jejich ochlazení pod novou teplotu rosného bodu. Jelikož je teplota zkondenzované kapalně fáze rovna teplotě spalin na výstupu z kondenzátoru, teplota kondenzátu (tj. směsi zkondenzované vodní páry a chladicí vody) je nižší, než je teplota chladicí vody (tj. vody ochlazující spaliny z nové teploty rosného bodu na výstupní teplotu spalin) na výstupu z kondenzátoru.

Dále kondenzát buď prochází výměníkem pro externí dodávku tepla, kde předává teplo vratně vodě, a až poté je veden do zvlhčovače, nebo vstupuje přímo do zvlhčovače, kde je použit na sprchování spalovacího vzduchu. Část sprchové vody přechází do vlhkého vzduchu. Tím roste množství vodní páry ve vlhkém vzduchu. Aby bylo zajištěn konstantní hmotnostní průtok chladicí vody na vstupu do kondenzátoru, je nezbytné do okruhu chladicí vodu doplňovat. Případně je nezbytné část proudu z okruhu odvádět jako tzv. odluh, aby se předcházelo kumulaci minerálních solí a nečistot zachycených ze spalin a ze vzduchu v proudu chladicí vody.

3.2 Bilanční výpočet

3.2.1 Palivo

Palivo je pro případ provozu samotného kotle i kotle se zapojeným kondenzátorem a zvlhčovačem uvažováno téhož složení a jedná se o vlhkou biomasu. Složení paliva, pro které byl bilanční výpočet prováděn, je uvedeno v tab. 1.

Tab. 1 - Složení paliva

W^r	0,45		
A^d	0,015	A^r	0,0083
C^{daf}	0,5096	C^r	0,2761
H^{daf}	0,0693	H^r	0,0375
N^{daf}	0,0026	N^r	0,0014
S^{daf}	0,0001	S^r	$5,42 \cdot 10^{-5}$
O^{daf}	0,4184	O^r	0,2267
Q_s^{daf}	21 334 kJ/kg	Q_s^r	11 557,7 kJ/kg
		Q_i^r	9 625,0 kJ/kg

Přepočty jednotlivých veličin v tab. 1 jsou provedeny dle skriptu [24], konkrétně dle rovnic 4.2, 4.3, 4.5 a 4.6.

Ačkoliv je obsah vody v palivu vysoký, palivo nemusí být upravováno sušením, v běžném kotli by odpařená vlhkost představovala ztrátu, ale pro systém s kondenzátorem spalin je možné teplo spotřebované pro odpar vody ve spalovací komoře částečně zpětně získat kondenzací vlhkosti obsažené ve spalinách ve spalínovém kondenzátoru.

3.2.2 Stechiometrie

Stechiometrický výpočet je proveden dle skriptu [24], konkrétně dle kapitoly 4.2.1. Hodnota přebytku spalovacího vzduchu α pro proces spalování byla uvažována 1,6, což je běžně používaná hodnota pro spalování biomasy. Pro počáteční výpočty byl zvolen stav spalovacího vzduchu odpovídající stavu okolí, tj. teplota 20 °C, barometrický tlak 101 325 Pa a relativní vlhkost 70 %. Stanovení ustáleného stavu systému při současném provozu kotle, kondenzátoru a zvlhčovače je provedeno iteračním způsobem tak, aby stav spalovacího vzduchu na výstupu ze zvlhčovače odpovídal stavu vzduchu dosazovaného do stechiometrických výpočtů. Dílčí veličiny výpočtu pro ustálený stav systému jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2 - Stechiometrický výpočet pro ustálený stav systému

minimální objem kyslíku	$O_{O_2}^{min}$	0,565	Nm ³ /kg _{pal}
minimální objem suchého vzduchu	O_{VS}^{min}	2,689	Nm ³ /kg _{pal}
relativní vlhkost vzduchu	φ_{VV}	42	%
celkový tlak vzduchu	p_c	0,101325	MPa
teplota vzduchu na vstupu do kotle	$t_{VV.kotel}$	60,57	°C
parciální tlak sytých par na vstupu do kotle	$p_{sat.kotel}$	0,020479	MPa
	χ_v	1,093	
minimální objem vlhkého vzduchu	O_{VV}^{min}	2,938	Nm ³ /kg _{pal}
objem vody ve vzduchu	$O_{H_2O}^V$	0,249	Nm ³ /kg _{pal}
objem CO ₂ ve spalinách	O_{CO_2}	0,513	Nm ³ /kg _{pal}
objem SO ₂ ve spalinách	O_{SO_2}	$3,70 \cdot 10^{-5}$	Nm ³ /kg _{pal}
objem N ₂ ve spalinách	O_{N_2}	2,100	Nm ³ /kg _{pal}
objem Ar ve spalinách	O_{Ar}	0,025	Nm ³ /kg _{pal}
minimální objem suchých spalin	O_{SS}^{min}	2,637	Nm ³ /kg _{pal}
objem vody ve spalinách při $\alpha = 1$	$O_{H_2O}^{S,min}$	1,226	Nm ³ /kg _{pal}
minimální objem vlhkých spalin	O_{SV}^{min}	3,863	Nm ³ /kg _{pal}
přebytek spalovacího vzduchu	α	1,6	
objem vlhkého vzduchu při přebytku α	O_{VV}	4,701	Nm ³ /kg _{pal}
objem vlhkých spalin při přebytku α	O_{SV}	5,626	Nm ³ /kg _{pal}
objem suchých spalin při přebytku α	O_{SS}	4,250	Nm ³ /kg _{pal}
objem vody ve spalinách při přebytku α	$O_{H_2O}^{S,\alpha}$	1,376	Nm ³ /kg _{pal}

3.2.3 Teplota rosného bodu spalin

Teplota rosného bodu spalin je stanovena pomocí tabulek látkových vlastností CoolProp z definice teploty rosného bodu, tzn. jako teplota, při níž parciální tlak vodní páry ve vlhkých spalinách odpovídá tlaku syté páry. Parciální tlak páry ve vlhkých spalinách je určen pomocí následujícího vztahu

$$p_v^{SV} = \frac{O_{H_2O}^{S,\alpha}}{O_{SV}} \cdot p_{SV} = \frac{1,376}{5,626} \cdot 101\,325 = 24\,778 \text{ Pa} \quad (16)$$

kde p_{SV} značí celkový tlak vlhkých spalin. Hodnota byla volena jako barometrický tlak. Teplota rosného bodu t_{RB} odpovídající parciálnímu tlaku páry p_v^{SV} a suchosti páry $x = 1$ je

$$t_{RB} = f(p_v^{SV}; x) = 64,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (17)$$

3.2.4 Hmotnostní a tepelná bilance spalínového kondenzátoru

Pro lepší názornost a snazší určování stavových veličin je proud vlhkých spalín rozdělen na dvě části, tj. suché spaliny a vodní páru. Jelikož jsou ze stechiometrických výpočtů známé hodnoty objemů složek vlhkých spalín, s výhodou lze při tepelné bilanci kondenzátoru pracovat s entalpiemi vztaženými k objemu příslušné látky (suchých spalín, vodní páry, vlhkých spalín). Touto metodikou je možné efektivně stanovit entalpii směsi látek, jejíž složení se vlivem kondenzace vlhkosti ze spalín mezi vstupem a výstupem kondenzátoru mění.

Měrná entalpie suchých spalín h_{SS} [kJ/kg_{pal}] je stanovena v závislosti na teplotě spalín t [°C] podle rovnice

$$h_{SS} = (-2) \cdot 10^{-7}t^3 + 0.0009t^2 + 5.6036t + 2.8489 \quad (18)$$

Tato funkční závislost je předpisem spojnice trendu získané z I-t diagramu spalín pro přebytek vzduchu α roven 1,6. I-t diagram spalín je sestaven dle postupu uvedeného ve skriptu [24], kapitola 4.2.5., s tím rozdílem, že při výpočtu entalpie suchých spalín při stechiometrickém množství spalovacího vzduchu $I_{SS \min}^t$ jsou uvažovány pouze měrné entalpie složek suchých spalín (CO₂, SO₂, N₂, Ar a popílek) a H₂O není zahrnuta. Příspěvek spalovacího vzduchu k entalpii suchých spalín je zohledněn pouze od suchého vzduchu. Postup výpočtu entalpie $I_{SS}^{t,\alpha}$ suchých spalín pro určitou teplotu t a přebytek vzduchu α je následující.

$$I_{SS \min}^t = O_{CO_2} \cdot h_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot h_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot h_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot h_{Ar}^t + a_{\dot{u}} \cdot A^r \cdot h_{pop}^t \quad (19)$$

$$I_{VS \min}^t = O_{VS \min} \cdot h_{VS \min}^t \quad (20)$$

$$I_{SS}^{t,\alpha} = I_{SS \min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{VS \min}^t \quad (21)$$

kde $O_{CO_2}, O_{SO_2}, O_{N_2}, O_{Ar}$ = objem příslušné složky ve spalínách [Nm³/Nm³_{SV}]

$O_{VS \min}$ = stechiometrický objem suchého vzduchu [Nm³/Nm³_{SV}]

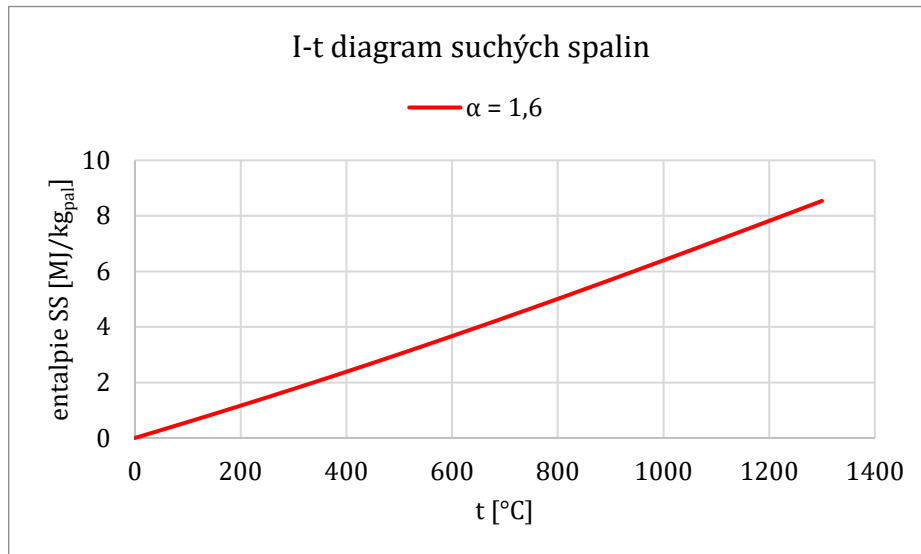
$a_{\dot{u}}$ = poměrné zastoupení popela v úletu [1]

$h_{CO_2}^t, h_{SO_2}^t, h_{N_2}^t, h_{Ar}^t, h_{pop}^t$ = měrná entalpie příslušné složky spalín při teplotě t [kJ/Nm³]

$h_{VS \min}^t$ = měrná entalpie stechiometrického objemu suchého vzduchu [kJ/Nm³]

$I_{VS \min}^t$ = entalpie stechiometrického množství suchého vzduchu při teplotě t [kJ/kg_{pal}]

Při výpočtu je použita hodnota $a_{\dot{u}} = 0,3$ dle doporučení ve skriptu [24], hodnoty měrných entalpií jsou odečteny z tab. 4-7 ve skriptu [24]. I-t diagram spalín je uveden na obr. 14.



Obr. 14 – I-t diagram suchých spalin pro přebytek spalovacího vzduchu $\alpha = 1,6$

Objemovou entalpii suchých spalin je možné stanovit následovně

$$h_{SS.obj} = \frac{h_{SS}}{O_{SS}} \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3_{SS}] \quad (22)$$

Objemovou entalpii vodní páry obsažené ve vlhkých spalinách lze určit podle rovnice

$$h_{v.obj}^{SV} = h_{v.měr}^{SV} \cdot \rho_v = h_{v.měr}^{SV} \cdot \frac{18}{22,41} \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3] \quad (23)$$

kde $h_{v.měr}^{SV}$ = měrná entalpie vodní páry odečtená z databáze CoolProp pro teplotu spalin t a parciální tlak vodní páry ve spalinách p_v^{SV} [kJ/kg_v] (index v je odvozen z angl. vapor, tedy pára)

ρ_v = hustota vodní páry stanovená z molární hmotnosti vody (18 kg/kmol) a molárního objemu vodní páry při normálních podmínkách (22,41 Nm³/kmol) [kg/Nm³]

Objemová entalpie vlhkých spalin $h_{SV.obj}$ je vypočtena pomocí objemových koncentrací suchých spalin $x_{SS/SV}$ a vodní páry $x_{v/SV}$ ve vlhkých spalinách a objemových entalpií suchých spalin $h_{SS.obj}$ a vodní páry ve spalinách $h_{v.obj}^{SV}$ následovně

$$h_{SV.obj} = x_{SS/SV} \cdot h_{SS.obj} + x_{v/SV} \cdot h_{v.obj}^{SV} \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3_{SV}] \quad (24)$$

Vynásobením objemové entalpie $h_{SV.obj}$ objemem vlhkých spalin O_{SV} stanoveným ze stechiometrického výpočtu je určena entalpie vlhkých spalin h_{SV}

$$h_{SV} = h_{SV.obj} \cdot O_{SV} \quad [\text{kJ}/\text{kg}_{pal}] \quad (25)$$

Entalpii vlhkých spalin na vstupu do kondenzátoru je možné stanovit postupem uvedeným v předchozích odstavcích této kapitoly, jelikož objemy jednotlivých složek spalin jsou známy ze stechiometrického výpočtu. Tento postup stanovení entalpie vlhkých spalin je použit, jelikož metodika bilancování kotlů použitá pro určení entalpie vlhkých spalin uvedená ve skriptu [24] při stanovení entalpie vodní páry obsažené ve spalinách zohledňuje pouze citelnou složku tepla vodní páry a pára ve spalinách je uvažována jako nekondenzující plyn. Do entalpie vodní páry tedy není zahrnuto její skupenské teplo. Tato metodika, kdy teplo v palivu je vyjadřováno pomocí výhřevnosti, se jeví jako nevhodná pro bilancování kondenzačních výměníků, a proto byl navržen postup uvedený v této kapitole.

Jestliže nastane kondenzace vodní páry ze spalin, tedy dojde k ochlazení spalin v kondenzátoru alespoň pod novou teplotu rosného bodu, tak se podíl vodní páry ve spalinách zmenšuje, zkondenzovaná vlhkost je na výstupu z kondenzátoru ve stavu syté kapaliny o teplotě spalin na výstupu. Jestliže nastane kondenzace, spaliny mají na výstupu z kondenzátoru 100% relativní vlhkost a vodní pára je v nich přítomna ve stavu sytých par. Parciální tlak páry $p_{v.out}^{SV}$ ve spalinách na výstupu je možné určit z databáze CoolProp následovně

$$p_{v.out}^{SV} = f(t_{SV.out}; x = 1) \text{ [Pa]} \quad (26)$$

Objem vodní páry ve spalinách po kondenzaci určitého podílu vlhkosti lze určit úpravou definičního vztahu pro parciální tlak vodní páry ve spalinách p_v dle následující rovnice

$$O_v^{SV} = \frac{O_{SS}}{\frac{p_{SV}^{SV}}{p_v^{SV}} - 1} \text{ [Nm}_v^3/\text{kg}_{pal}] \quad (27)$$

Zkondenzovaný objem páry je určen jako úbytek vodní páry ve spalinách mezi vstupem a výstupem kondenzátoru takto

$$O_{v.k} = O_{H_2O}^{S,\alpha} - O_v^{SV} \text{ [Nm}_v^3/\text{kg}_{pal}] \quad (28)$$

Hmotnost zkondenzovaného objemu vodní páry je stanovena s použitím hustoty ρ_v následovně

$$m_{v.k} = O_{v.k} \cdot \rho_v \text{ [kg}_v/\text{kg}_{pal}] \quad (29)$$

Entalpie spalin na výstupu je určena metodikou popsanou výše za použití rovnic (18), (22)-(25) pro příslušnou teplotu spalin na výstupu z kondenzátoru.

Objem spalin na výstupu $O_{SV.out}$ lze určit ze znalosti objemu vodní páry ve spalinách po kondenzaci dle rovnice

$$O_{SV.out} = O_{SS} + O_v^{SV} \text{ [Nm}_{SV}^3/\text{kg}_{pal}] \quad (30)$$

Celkové teplo Q_c^I uvolněné ochlazením spalin mezi vstupem a výstupem kondenzátoru je stanoveno jako rozdíl entalpií spalin při vstupní $t_{SV.in}$, resp. výstupní $t_{SV.out}$, teplotě. Teplota spalin na výstupu z kondenzátoru $t_{SV.out}$ je v rámci bilančního výpočtu volena.

$$Q_c^I = h_{SV}^{t_{SV.in}} - (h_{SV}^{t_{SV.out}} + h_{v.k}^{t_{SV.out}}) \text{ [kJ/kg}_{pal}] \quad (31)$$

přičemž $h_{v.k}^{t_{SV.out}}$ značí entalpii kapalně zkondenzované ze spalin, jejíž teplota je uvažována jako teplota spalin na výstupu z kondenzátoru $t_{SV.out}$.

V tab. 3, resp. 4, jsou uvedeny veličiny pro stav spalin na vstupu do, resp. výstupu z, kondenzátoru.

Tab. 3 – Veličiny charakterizující stav spalin na vstupu do kondenzátoru

molární hmotnost vody	M_{H_2O}	18	kg/kmol
molární objem vodní páry při normálních podmínkách	$V_{m.v}$	22,41	Nm ³ /kmol
hustota vodní páry při normálních podmínkách	ρ_v	0,803	kg _v /Nm ³ _v
teplota spalin na vstupu do kondenzátoru	$t_{SV.in}$	140	°C
měrná entalpie SS při vstupní teplotě spalin	$h_{SS.měr}^{t_{SV.in}}$	804,4	kJ/kg _{pal}
objemová entalpie SS při vstupní teplotě spalin	$h_{SS.obj}^{t_{SV.in}}$	189,3	kJ/Nm ³ _{SS}
měrná entalpie vodní páry při p_v^{SV} ve spalinách (v = vapor)	$h_{v.měr}^{t_{SV.in}}$	2762,7	kJ/kg _{H₂O}
objemová entalpie vodní páry při p_v^{SV} ve spalinách	$h_{v.obj}^{t_{SV.in}}$	2219,0	kJ/Nm ³ _v
objemový zlomek SS ve SV na vstupu	$x_{SS/SV.in}$	0,755	Nm ³ _{SS} /Nm ³ _{SV}

Tab. 3 – Veličiny charakterizující stav spalin na vstupu do kondenzátoru

objemový zlomek páry ve SV na vstupu	$x_{v/SV.in}$	0,245	$\text{Nm}_v^3/\text{Nm}_{SV}^3$
entalpie 1 Nm^3 SV na vstupu	$h_{SV.obj}^{t_{SV.in}}$	685,6	$\text{kJ}/\text{Nm}_{SV}^3$
entalpie SV na vstupu	$h_{SV}^{t_{SV.in}}$	3857,1	$\text{kJ}/\text{kg}_{pal}$

Tab. 4 - Veličiny charakterizující stav spalin na výstupu z kondenzátoru a celkové teplo odevzdané spalinami

teplota spalin na výstupu z kondenzátoru	$t_{SV.out}$	63,15	$^{\circ}\text{C}$
relativní vlhkost spalin na výstupu	$\varphi_{SV.out}$	1	
tlak sytých par při výstupní teplotě spalin	p''_{H_2O}	0,023041	MPa
parciální tlak vody ve spalinách	$p_{v.out}^{SV}$	0,023041	MPa
objem vodní páry ve spalinách při $p_{v.out}^{SV}$	O_v^{SV}	1,251	$\text{Nm}_v^3/\text{kg}_{pal}$
objem zkondenzované páry	$O_{v.k}$	0,125	$\text{Nm}_v^3/\text{kg}_{pal}$
hmotnost zkondenzované kapalně fáze	$m_{v.k}$	0,100	$\text{kg}_{kond}/\text{kg}_{pal}$
měrná entalpie SS při výstupní teplotě spalin	$h_{SS}^{t_{SV.out}}$	360,3	$\text{kJ}/\text{kg}_{pal}$
objemová entalpie SS při výstupní teplotě spalin	$h_{SS.obj}^{t_{SV.out}}$	84,8	$\text{kJ}/\text{Nm}_{SS}^3$
měrná entalpie sytých par ve spalinách při $p_{v.out}^{SV}$	h''_v	2614,3	kJ/kg_v
objemová entalpie sytých par ve spalinách při $p_{v.out}^{SV}$	$h''_{v.obj}$	2099,8	kJ/Nm_v^3
objem vlhkých spalin na výstupu	$O_{SV.out}$	5,500	$\text{Nm}_{SV}^3/\text{kg}_{pal}$
objemový zlomek SS ve SV na výstupu	$x_{SS/SV.out}$	0,773	$\text{Nm}_{SS}^3/\text{Nm}_{SV}^3$
objemový zlomek páry ve SV na výstupu	$x_{v/SV.out}$	0,227	$\text{Nm}_v^3/\text{Nm}_{SV}^3$
entalpie 1 Nm^3 SV na výstupu	$h_{SV.obj}^{t_{SV.out}}$	543,0	$\text{kJ}/\text{Nm}_{SV}^3$
entalpie SV na výstupu	$h_{SV}^{t_{SV.out}}$	2986,9	$\text{kJ}/\text{kg}_{pal}$
měrná entalpie kondenzátu na výstupu	$h_{v.k.měr}^{t_{SV.out}}$	264,4	$\text{kJ}/\text{kg}_{kond}$
entalpie kondenzátu na výstupu	$h_{v.k}^{t_{SV.out}}$	26,5	$\text{kJ}/\text{kg}_{pal}$
teplo odevzdané spalinami	Q_c^I	844	$\text{kJ}/\text{kg}_{pal}$

Během procesu chlazení spalin v kondenzátoru dochází nejprve k syčení spalin chladicí vodou, dokud spaliny nedosáhnou stavu úplného nasycení. V důsledku zvyšování obsahu vodní páry ve spalinách se zvyšuje parciální tlak páry ve směsi se suchými spalinami, přičemž roste teplota rosného bodu. Při stavu nasycení spalin je dosažena tzv. nová teplota rosného bodu $nTRB$. Citelné teplo, které odevzdají spaliny při ochlazování ze vstupní teploty $t_{SV.in}$ na $nTRB$ se spotřebuje na ohřev a odpar vody pro dosycení spalin mezi vstupní teplotou $t_{w.in}$ a $nTRB$. Proces lze popsat následující bilanční rovnicí

$$h_{SV}^{t_{SV.in}} - h_{SV}^{nTRB} = m_{w.o} \cdot (h_{w.o}^{nTRB} - h_{w.o}^{t_{w.in}}) \quad (32)$$

kde h_{SV}^{nTRB} = entalpie SV shodného složení jako SV na vstupu do kondenzátoru, tj. bez uvažování vody odpařené do spalin při jejich vlhčení $m_{w.o}$, při $nTRB$ [$\text{kJ}/\text{kg}_{pal}$] (viz tab. 5)

$h_{w.o}^{t_{w.in}}$, resp. $h_{w.o}^{nTRB}$ = měrná entalpie vody, která dosytí spaliny při teplotě na vstupu do kondenzátoru $t_{w.in}$, resp. při $nTRB$ [kJ/kg_w]

$m_{w.o}$ = hmotnost vody, která je při vlhčení spalin odpařena a přechází do spalin [$\text{kg}_{H_2O}/\text{kg}_{pal}$]

Hodnota $m_{w.o}$ je v rovnici (32) neznámá. Jelikož $m_{w.o}$ ovlivňuje velikost $nTRB$, a tedy i velikost entalpií určených pro teplotu $nTRB$, tak je stanovení $nTRB$ a $m_{w.o}$ prováděno iteračním způsobem tak, aby byla zachována platnost rovnice (32).

Ochlazením sytých spalin z $nTRB$ na výstupní teplotu $t_{SV.out}$ lze stanovit množství tepla Q_c^{II} , které je v kondenzátoru získáno pouze v důsledku kondenzace vodní páry ze spalin. Objem vody v nasycených spalinách při $nTRB$ je vypočten dle rovnice

$$O_v^{nTRB} = O_{H_2O}^{S,\alpha} + O_{w.o} = O_{H_2O}^{S,\alpha} + m_{w.o}/\rho_v \quad [Nm^3/kg_{pal}] \quad (33)$$

Kapalná fáze zkondenzovaná ze spalin na výstupu z kondenzátoru obsahuje při realizaci syčení spalin jak kapalnou fázi $m_{v.kond}$ zkondenzovanou při ochlazení pod původní teplotu rosného bodu t_{RB} spalin, tak kapalnou fázi $m_{w.o}$, jež dosytila spaliny na $nTRB$ a následně zkondenzovala při ochlazení spalin mezi $nTRB$ a původní t_{RB} . Bilanční rovnice pro určení Q_c^{II} při vlhčení spalin má následující tvar

$$Q_c^{II} = h_{SV}^{nTRB} - (h_{SV}^{t_{SV.out}} + h_{v.k+w.o}^{t_{SV.out}}) \quad [kJ/kg_{pal}] \quad (34)$$

kde $h_{v.k+w.o}^{t_{SV.out}}$ je entalpie zkondenzované kapalně fáze na výstupu z kondenzátoru, jejíž hmotnost je součtem $m_{v.k}$ a $m_{w.o}$. Určení jednotlivých entalpií lze provést dle rovnic (18), (22)-(25). Velikost Q_c^{II} se od tepla Q_c^I vypočteného rovnicí (31) liší o teplo $Q_{w.o}$ spotřebované na ohřev vody $m_{w.o}$, které se při ochlazení spalin na teplotu $t_{SV.out}$ ze spalin už neuvolní (předpokládá se platnost $t_{SV.out} > t_{w.in}$)

$$Q_{w.o} = m_{w.o} \cdot (h_{w.o}^{t_{SV.out}} - h_{w.o}^{t_{w.in}}) \quad [kJ/kg_{pal}] \quad (35)$$

Je zřejmé, že pokud bude teplota vstupní vody $t_{w.in}$ shodná s teplotou spalin na výstupu $t_{SV.out}$, pak bude hodnota $Q_{w.o}$ nulová. Tepla Q_c^I a Q_c^{II} budou potom shodná. Dílčí výsledky výpočtu týkajícího se vlhčení spalin na novou teplotu rosného bodu jsou uvedeny v tab. 5 (vstupní stav SV je již uveden v tab. 3), tab. 6 a tab. 7. Teplota vody pro dosycení spalin na vstupu do kondenzátoru $t_{w.o.in}$ uvedená v tab. 6 je v rámci bilančního výpočtu volena. Její hodnota odpovídá teplotě sprchové vody na výstupu ze zvlhčovače spalovacího vzduchu.

Tab. 5 - Veličiny charakterizující stav spalin před smíšením s vodou, která zvlhčuje spaliny na novou teplotu rosného bodu $nTRB$ (w.o.), při $nTRB$

nová teplota rosného bodu po nasycení spalin - ODHAD	$nTRB$	67,9 °C
měrná entalpie SS při $nTRB$ spalin	h_{SS}^{nTRB}	387,7 kJ/kg _{pal}
objemová entalpie SS při $nTRB$ spalin	$h_{SS.obj}^{nTRB}$	91,2 kJ/Nm ³ _{SS}
měrná entalpie sytých par ve spalinách při $nTRB$	h_v^{nTRB}	2622,6 kJ/kg _v
objemová entalpie sytých par ve spalinách při $nTRB$	$h_{v.obj}^{nTRB}$	2106,5 kJ/Nm ³ _v
objemový zlomek SS v SV při $nTRB$ (bez odpařené w.o.)	$x_{SS/SV}^{nTRB}$	0,755 Nm ³ _{SS} /Nm ³ _{SV}
objemový zlomek páry v SV při $nTRB$ (bez odpařené w.o.)	$x_{v/SV}^{nTRB}$	0,245 Nm ³ _v /Nm ³ _{SV}
entalpie 1 Nm ³ SV při $nTRB$ (bez odpařené w.o.)	$h_{SV.obj}^{nTRB}$	584,0 kJ/Nm ³ _{SV}
entalpie SV při $nTRB$ (bez odpařené w.o.)	h_{SV}^{nTRB}	3285,5 kJ/kg _{pal}

Tab. 6 – Veličiny charakterizující stav vody, která zvlhčuje spaliny na novou teplotu rosného bodu $nTRB$ (w.o.), na vstupu do kondenzátoru a při $nTRB$

teplota vody sytící spaliny na $nTRB$ na vstupu	$t_{w.o.in}$	40 °C
měrná entalpie vody pro dosycení spalin na vstupu	$h_{w.o}^{t_{w.o.in}}$	167,6 kJ/kg _w
měrná entalpie vody pro dosycení spalin ve stavu sytých par při $nTRB$	$h_{w.o}^{nTRB}$	2622,6 kJ/kg _v

Tab. 7 – Výpočet skutečné nové teploty rosného bodu za předpokladu, že se veškeré citelné teplo spalin spotřebuje na ohřev a odpar vody sytící spalin

teplo spotřebované na odpar vody pro dosycení spalin	q_{odpar}	571,6	kJ/kg _{pal}
rozdíl entalpií na straně vody pro dosycení spalin	$\Delta h_{w.o}$	2455,0	kJ/kg _w
hmotnost odpařené vody pro dosycení spalin	$m_{w.o}$	0,23	kg _w /kg _{pal}
objem páry odpovídající hmotnosti odpařené vody	$O_{w.o}$	0,290	Nm ³ /kg _{pal}
objem SV s odpařenou vodou pro dosycení spalin	$O_{SV.n}$	5,916	Nm ³ /kg _{pal}
celkový objem vodní páry v SV po odparu vody pro dosycení SV	$O_{v.n}$	1,666	Nm ³ /kg _{pal}
parciální tlak vodní páry v SV s odpařenou vodou pro dosycení SV	$p_{v.n}$	0,028529	MPa
nová teplota rosného bodu SKUTEČNÁ	$nTRB$	67,9	°C

Proud vody chladící spalin z $nTRB$ na $t_{SV.out}$ označený jako m_{cw} je ohříván ze vstupní teploty $t_{cw.in}$ na výstupní teplotu $t_{cw.out}$, která je o určitý teplotní rozdíl Δt_{cw} nižší, než je $nTRB$ spalin. Hodnota teplotního rozdílu je volena následovně

$$\Delta t_{cw} = 0,1 \cdot (nTRB - t_{cw.in}) \text{ [K]} \quad (36)$$

Hodnota teploty vody chladící spalin z $nTRB$ na $t_{SV.out}$ označená jako $t_{cw.in}$ je shodná s teplotou $t_{w.o.in}$, která je uvedena v tab. 6. Hmotnost vody chladící spalin z $nTRB$ na $t_{SV.out}$ m_{cw} [kg_{cw}/kg_{pal}] je určena následující bilanční rovnicí

$$m_{cw} = Q_c / (h_{cw}^{t_{cw.out}} - h_{cw}^{t_{cw.in}}) \text{ [kg}_w\text{/kg}_{pal}] \quad (37)$$

Celková hmotnost vody $m_{w.in}$ přiváděné do kondenzátoru pak zahrnuje kromě chladící vody m_{cw} také vodu, která se spotřebuje pro dosycení spalin $m_{w.o}$.

$$m_{w.in} = m_{cw} + m_{w.o} \text{ [kg}_w\text{/kg}_{pal}] \quad (38)$$

Celkové množství vody $m_{w.out}$ na výstupu z kondenzátoru obsahuje navíc ještě kapalnou fázi zkondenzovanou ze spalin v důsledku jejich ochlazení pod původní t_{RB} .

$$m_{w.out} = m_{cw} + m_{w.o} + m_{v.k} \text{ [kg}_w\text{/kg}_{pal}] \quad (39)$$

Výsledky hmotnostní bilance vody v kondenzátoru jsou uvedeny v tab. 8. Teplotu směsi vody chladící spalin z $nTRB$ na $t_{SV.out}$ a kapalnou fázi zkondenzovanou ze spalin $t_{w.out}$ lze určit jako funkci barometrického tlaku a entalpie směsi $h_{w.out}$ stanovené ze směšovací rovnice v následujícím tvaru

$$(m_{w.o} + m_{v.k}) \cdot h_{v.k}^{t_{SV.out}} + m_{cw} \cdot h_{cw}^{t_{cw.out}} = m_{w.out} \cdot h_{w.out} \quad (40)$$

Výstupní teploty jednotlivých proudů vody uvnitř kondenzátoru jsou shrnuty v tab. 9.

Tab. 8 – Výsledky hmotnostní bilance vody v kondenzátoru

hmotnost vody, která ochlazuje spalin z $nTRB$ na $t_{SV.out}$	m_{cw}	8,02	kg _w /kg _{pal}
hmotnost vody přiváděné do kondenzátoru (včetně w.o.)	$m_{w.in}$	8,25	kg _w /kg _{pal}
hmotnost kondenzátu odváděného z kondenzátoru	$m_{w.out}$	8,35	kg _w /kg _{pal}

Tab. 9 – Teploty jednotlivých proudů vody uvnitř kondenzátoru

teplota chladící vody na vstupu do kondenzátoru	$t_{cw.in}$	40	°C
teplotní rozdíl $nTRB$ spalin a vody ochlazující spalin z $nTRB$ na $t_{SV.out}$ na výstupu	Δt_{cw}	2,79	K
výstupní teplota vody ochlazující spalin z $nTRB$ na $t_{SV.out}$	$t_{cw.out}$	65,15	°C
teplota kondenzátu (voda ochlazující spalin + zkond. vodní pára)	$t_{w.out}$	65,07	°C
teplota vodní páry zkondenzované ze spalin na výstupu z kondenzátoru	$t_{SV.out}$	63,15	°C

3.2.5 Hmotnostní a tepelná bilance zvlhčovače spalovacího vzduchu

Voda ohřátá v kondenzátoru spalin je odvedena do zvlhčovače spalovacího vzduchu, kde současně ohřívá a zvlhčuje spalovací vzduch. Energetickou bilanční rovnicí vlhčení spalovacího vzduchu lze formulovat následovně

$$h_{VV}^{t_{VV}.in} + h_w^{t_w.in} = h_{VV}^{t_{VV}.out} + h_w^{t_w.out} \quad [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (41)$$

kde $h_{VV}^{t_i}$ = entalpie vlhkého vzduchu při příslušné teplotě t_i [kJ/kg_{pal}]

$h_w^{t_i}$ = entalpie sprchové vody při příslušné teplotě t_i [kJ/kg_{pal}]

Při určování entalpie vlhkého vzduchu je postupováno analogicky s metodikou určování entalpie vlhkých spalin. Vlhký vzduch je rozdělen na složky – suchý vzduch a vodní páru. Pomocí objemů jednotlivých složek a celé směsi na vstupu, jež jsou známy ze stechiometrického výpočtu, který je proveden pro stav vzduchu na vstupu do zvlhčovače (stav okolí), lze určit parciální tlaky dílčích složek směsi. Obecné vztahy pro určení parciálních tlaků složek vlhkého vzduchu jsou formulovány takto

$$p_v^{VV} = \frac{O_v^{VV}}{O_{VV}} \cdot p_{VV} \quad [\text{Pa}] \quad (42)$$

$$p_{VS} = \frac{O_{VS}}{O_{VV}} \cdot p_{VV} \quad [\text{Pa}] \quad (43)$$

kde p_v^{VV} = parciální tlak vodní páry ve vlhkém vzduchu

p_{VS} = parciální tlak suchého vzduchu ve vlhkém vzduchu

p_{VV} = tlak vlhkého vzduchu, tj. barometrický tlak

O_v^{VV} = objem vodní páry ve vlhkém vzduchu

O_{VS} = objem suchého vzduchu ve vlhkém vzduchu

O_{VV} = objem vlhkého vzduchu

Ze známé teploty směsi na vstupu $t_{VV.in}$ a parciálních tlaků složek $p_{v.in}^{VV}$, $p_{VS.in}$ jsou z databáze CoolProp odečteny měrné entalpie suchého vzduchu a vodní páry pro daný stav směsi h_v^{VV} , h_{VS} .

Přepočet měrné entalpie vodní páry h_v^{VV} na objemovou entalpii $h_{v.obj}^{VV}$ je proveden ekvivalentně jako v rovnici (23). Obdobný postup je aplikován i na měrnou entalpii suchého vzduchu

$$h_{VS.obj} = h_{VS} \cdot \rho_{VS} = h_{VS} \cdot \frac{28,964}{22,41} \quad [\text{kJ}/\text{Nm}_{\text{VS}}^3] \quad (44)$$

kde h_{VS} = měrná entalpie suchého vzduchu odečtená z databáze CoolProp pro teplotu vlhkého vzduchu t a parciální tlak suchého vzduchu ve vlhkém vzduchu p_{VS} [kJ/kg_{vs}]

ρ_{VS} = hustota suchého vzduchu stanovená z jeho molární hmotnosti (28,964 kg/kmol) a molárního objemu suchého vzduchu při normálních podmínkách (22,41 Nm³/kmol) [kg/Nm_{VS}³]

Entalpie vlhkého vzduchu h_{VV} je určena postupem analogickým k výpočtu v rovnicích (24) a (25) takto

$$h_{VV} = (x_{VS/VV} \cdot h_{VS.obj} + x_{v/VV} \cdot h_{v.obj}^{VV}) \cdot O_{VV} \quad [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (45)$$

kde $x_{VS/VV}$, resp. $x_{v/VV}$ = objemová koncentrace suchého vzduchu, resp. vodní páry, ve VV. Tímto postupem lze určit entalpii vlhkého vzduchu na vstupu do zvlhčovače, jelikož jeho vstupní stav je známý. Jednotlivé hodnoty veličin jsou uvedeny v tab. 10.

Tab. 10 - Veličiny charakterizující stav vlhkého vzduchu na vstupu do zvlhčovače spalovacího vzduchu

teplota VV na vstupu do zvlhčovače	$t_{VV.in}$	20	°C
relativní vlhkost vzduchu	$\varphi_{VV.in}$	70	%
objem VV při přebytku $\alpha = 1,6$	$O_{VV.in}$	4,372	Nm ³ _{VV} /kg _{pal}
objem VS	$O_{VS.in}$	4,302	Nm ³ _{VS} /kg _{pal}
objem vodní páry ve VV	$O_{v.in}^{VV}$	0,071	Nm ³ _v /kg _{pal}
parciální tlak vodní páry ve VV	$p_{v.in}^{VV}$	0,001638	MPa
parciální tlak VS ve VV	$p_{VS.in}$	0,099689	MPa
měrná entalpie páry ve VV při parciálním tlaku $p_{v.in}^{VV}$	$h_v^{VV}(t_{VV.in})$	2537,8	kJ/kg _v
objemová entalpie páry ve VV při parciálním tlaku $p_{v.in}^{VV}$	$h_{v.obj}^{VV}(t_{VV.in})$	2038,4	kJ/Nm ³ _v
měrná entalpie VS při vstupní teplotě VV	$h_{VS}(t_{VV.in})$	419,4	kJ/kg _{VS}
molární hmotnost VS	M_{VS}	28,964	kg _{VS} /kmol
molární objem VS při normálních podmínkách	$V_{mol.VS}$	22,41	Nm ³ _{VS} /kmol
hustota VS při normálních podmínkách	ρ_{VS}	1,292	kg _{VS} /Nm ³ _{VS}
objemová entalpie VS při vstupní teplotě VV	$h_{VS.obj}(t_{VV.in})$	542,1	kJ/Nm ³ _{VS}
objemový podíl vodní páry ve VV	$x_{v/VV.in}$	0,016	Nm ³ _v /Nm ³ _{VV}
objemový podíl VS ve VV	$x_{VS/VV.in}$	0,984	Nm ³ _{VS} /Nm ³ _{VV}
objemová entalpie VV	$h_{VV.obj}^{t_{VV.in}}$	566,3	kJ/Nm ³ _{VV}
entalpie VV na vstupu	$h_{VV}^{t_{VV.in}}$	2475,9	kJ/kg _{pal}

Pro určení stavu vlhkého vzduchu na výstupu ze zvlhčovače je nezbytné vyhodnotit stavy sprchové vody na vstupu a výstupu a odhadnout, jaké množství vody se ve zvlhčovači odpaří do vlhkého vzduchu při jeho ohřevu. Skutečná hmotnost vody, která se odpaří, je následně iterována, aby platila entalpická bilance vstupních a výstupních proudů vlhkého vzduchu a sprchové vody.

Při výpočtu je postupováno následovně. Sprchová voda vstupuje do zvlhčovače při teplotě odpovídající teplotě kondenzátu na výstupu z kondenzátoru $t_{w.out}$ (uvedena v tab. 9). Množství sprchové vody na vstupu do zvlhčovače odpovídá množství vody odváděné z kondenzátoru $m_{w.out}$ (uvedeno v tab. 8). Teplota sprchové vody odváděné na výstupu ze zvlhčovače je známá, jelikož odpovídá teplotě chladicí vody vstupující do kondenzátoru ($t_{sw.out} = t_{cw.in}$). Množství sprchové vody $m_{sw.out}$ na výstupu zvlhčovače je určeno takto

$$m_{sw.out} = m_{sw.in} - m_{sw.o} \quad [\text{kg}_w/\text{kg}_{pal}] \quad (46)$$

kde $m_{sw.in} = m_{w.out}$ = množství sprchové vody přivedené do zvlhčovače (sw = spray water) [kg_w/kg_{pal}]

$m_{sw.o}$ = množství sprchové vody, která se odpaří do spalovacího vzduchu (iterováno) [kg_w/kg_{pal}]

Entalpii vody, která se odpaří, na vstupu do zvlhčovače $h_{sw.o}^{t_{sw.in}}$ lze určit pomocí rovnice

$$h_{sw.o}^{t_{sw.in}} = m_{sw.o} \cdot h_{sw.měr}^{t_{sw.in}} \quad [\text{kJ}/\text{kg}_{pal}] \quad (47)$$

kde $h_{sw.měr}^{t_{sw.in}}$ = měrná entalpie sprchové vody na vstupu do zvlhčovače odečtená z databáze Coolprop jako funkce barometrického tlaku a vstupní teploty sprchové vody $t_{sw.in}$ [kJ/kg_w]

Entalpie vody, která se ve zvlhčovači ochladí, se stanoví analogickým způsobem

$$h_{sw.c}^{t_{sw.in}} = m_{sw.out} \cdot h_{sw.měr}^{t_{sw.in}} \quad [\text{kJ}/\text{kg}_{pal}] \quad (48)$$

Celková entalpie médií na vstupu je počítána dle vztahu

$$h_{in} = h_{VV}^{t_{VV.in}} + h_{sw.o}^{t_{sw.in}} + h_{sw.c}^{t_{sw.in}} \quad (49)$$

Jednotlivé veličiny týkající se proudu chladicí vody na vstupu do zvlhčovače a celková entalpie médií na vstupu jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 11 – Veličiny charakterizující proud sprchové vody na vstupu do zvlhčovače spalovacího vzduchu

teplota sprchové vody na vstupu (sw = spray water)	$t_{sw.in}$	65,07 °C
hmotnost sprchové vody	$m_{sw.in}$	8,35 kg _w /kg _{pal}
hmotnost vody, která se odpaří	$m_{sw.o}$	0,26 kg _w /kg _{pal}
hmotnost vody, která se ochladí	$m_{sw.out}$	8,09 kg _w /kg _{pal}
měrná entalpie sprchové vody na vstupu	$h_{sw}^{t_{sw.in}}$	272,5 kJ/kg _w
entalpie vody, která se odpaří, na vstupu	$h_{sw.o}^{t_{sw.in}}$	71,8 kJ/kg _{pal}
entalpie vody, která se ochladí, na vstupu	$h_{sw.c}^{t_{sw.in}}$	2204,4 kJ/kg _{pal}
celková entalpie vstupů	h_{in}	4752,1 kJ/kg _{pal}

Postup stanovení stavu vlhkého vzduchu na výstupu probíhá následovně. V rámci bilančního výpočtu není možné zjistit přesnou hodnotu teplotního rozdílu mezi sprchovou vodou na vstupu a vlhkým vzduchem na výstupu. Je tedy volena takto

$$\Delta t_{VV} = 0,1 \cdot (t_{sw.in} - t_{VV.in}) \quad [K] \quad (50)$$

Skutečná hodnota teplotního rozdílu mezi médii musí být stanovena experimentálně. Teplota vlhkého vzduchu na výstupu ze zvlhčovače je pak určena jako

$$t_{VV.out} = t_{sw.in} - \Delta t_{VV} \quad [^{\circ}C] \quad (51)$$

Objem vlhkého vzduchu na výstupu lze stanovit jako sumu objemů jeho dílčích složek

$$O_{VV.out} = O_{VS} + O_{v.in}^{VV} + O_{sw.o} = O_{VS} + O_{v.in}^{VV} + m_{sw.o}/\rho_v \quad [Nm^3/kg_{pal}] \quad (52)$$

kde $O_{sw.o}$ představuje objem sprchové vody odpařené do vlhkého vzduchu. Parciální tlaky dílčích složek vlhkého vzduchu na výstupu lze určit aplikací rovnic (42) a (43). Relativní vlhkost vzduchu na výstupu $\varphi_{VV.out}$ je vypočtena ze známého parciální tlaku vodní páry $p_{v.out}^{VV}$ a tlaku sytých par $p_{sat}^{t_{VV.out}}$ pro výstupní teplotu vlhkého vzduchu $t_{VV.out}$ vztahem

$$\varphi_{VV.out} = \frac{p_{v.out}^{VV}}{p_{sat}^{t_{VV.out}}} \quad (53)$$

Parametr χ_v^{VV} charakterizující vlhkost vzduchu je určen dle skriptu [24] následovně

$$\chi_v^{VV} = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} p''} \quad (54)$$

Entalpii vlhkého vzduchu na výstupu $h_{VV}^{t_{VV.out}}$ lze určit postupnou aplikací rovnic (23), (44) a (45). Hodnoty jednotlivých veličin týkající se stavu vlhkého vzduchu na výstupu ze zvlhčovače jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 - Veličiny charakterizující stav vlhkého vzduchu na výstupu ze zvlhčovače spalovacího vzduchu

teplotní rozdíl médií	Δt_{VV}	4,51 K
teplota VV na výstupu	$t_{VV.out}$	60,56 °C
objem VS	O_{VS}	4,302 Nm _v ³ /kg _{pal}
objem původní vodní páry ve VV	$O_{v.in}^{VV}$	0,071 Nm _v ³ /kg _{pal}
objem sprchové vody odpařené do VV	$O_{sw.o}$	0,328 Nm _v ³ /kg _{pal}

Tab. 12 - Veličiny charakterizující stav vlhkého vzduchu na výstupu ze zvlhčovače spalovacího vzduchu

objem VV	$O_{VV.out}$	4,701	$\text{Nm}^3_{\text{VV}}/\text{kg}_{\text{pal}}$
parciální tlak původní vodní páry ve VV	$p_{v.in}^{VV}$	0,001523	MPa
parciální tlak sprchové vody odpařené do VV	$p_{sw.o}^{VV}$	0,007073	MPa
parciální tlak veškeré vodní páry ve VV	$p_{v.out}^{VV}$	0,008596	MPa
parciální tlak VS ve VV	$p_{vs.out}$	0,092729	MPa
tlak sytých par při výstupní teplotě VV	$p_{sat}^{t_{VV.out}}$	0,020471	MPa
relativní vlhkost VV na výstupu	$\phi_{VV.out}$	0,4199	
χ_v^{VV} vlhkého vzduchu na výstupu	$\chi_{v.out}^{VV}$	1,093	
měrná entalpie původní vodní páry ve VV	$h_{v.měr}^{t_{VV.out}}$	2614,1	kJ/kg_v
objemová entalpie původní vodní páry ve VV	$h_{v.obj}^{t_{VV.out}}$	2099,7	kJ/Nm^3_v
měrná entalpie odpařené sprchové vody ve VV	$h_{sw.o.měr}^{t_{VV.out}}$	2612,9	kJ/kg_v
objemová entalpie odpařené sprchové vody ve VV	$h_{sw.o.obj}^{t_{VV.out}}$	2098,7	kJ/Nm^3_v
měrná entalpie VS	$h_{vs.měr}^{t_{VV.out}}$	460,3	kJ/kg_{VS}
objemová entalpie VS ve VV	$h_{vs.obj}^{t_{VV.out}}$	594,9	$\text{kJ}/\text{Nm}^3_{VS}$
objemový podíl původní vodní páry ve VV	$x_{v/VV.out}$	0,015	$\text{Nm}^3_v/\text{Nm}^3_{VV}$
objemový podíl odpařené sprchové vody ve VV	$x_{sw/VV.out}$	0,070	$\text{Nm}^3_v/\text{Nm}^3_{VV}$
objemový podíl VS ve VV	$x_{VS/VV.out}$	0,915	$\text{Nm}^3_{VS}/\text{Nm}^3_{VV}$
objemová entalpie VV na výstupu	$h_{VV.obj}^{t_{VV.out}}$	722,5	$\text{kJ}/\text{Nm}^3_{VV}$
entalpie VV na výstupu	$h_{VV}^{t_{VV.out}}$	3396,0	$\text{kJ}/\text{kg}_{\text{pal}}$

Entalpii sprchové vody na výstupu $h_{sw.c}^{t_{sw.out}}$ při teplotě $t_{sw.out}$ lze stanovit analogicky jako entalpii vstupní podle rovnice (48).

Celková entalpie médií na výstupu je počítána dle vztahu

$$h_{out} = h_{VV}^{t_{VV.out}} + h_{sw.c}^{t_{sw.out}} \quad [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (55)$$

Jestliže se h_{in} a h_{out} neshodují, pak je nezbytné provést iteraci hodnoty $m_{sw.o}$, aby platila rovnice

$$h_{in} = h_{out} \quad [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{pal}}] \quad (56)$$

Veličiny charakterizující proud sprchové vody na výstupu ze zvlhčovače a celková entalpie výstupních proudů jsou shrnuty v tab. 13.

Tab. 13 - Veličiny charakterizující proud sprchové vody na výstupu ze zvlhčovače spalovacího vzduchu

teplota sprchové vody na výstupu	$t_{sw.out}$	40	$^{\circ}\text{C}$
hmotnost sprchové vody, která je odebírána na výstupu ze zvlhčovače	$m_{sw.out}$	8,09	$\text{kg}_w/\text{kg}_{\text{pal}}$
měrná entalpie vody, která se ochladí, na výstupu	$h_{sw.měr}^{t_{sw.out}}$	167,6	kJ/kg_w
entalpie vody, která se ochladí, na výstupu	$h_{sw.c}^{t_{sw.out}}$	1356,1	$\text{kJ}/\text{kg}_{\text{pal}}$
celková entalpie výstupů	h_{out}	4752,1	$\text{kJ}/\text{kg}_{\text{pal}}$

3.2.6 Přínos aplikace spalínového kondenzátoru a zvlhčovače spalovacího vzduchu

Pro kvantifikaci přínosu přiřazení spalínového kondenzátoru a zvlhčovače spalovacího vzduchu ke kotli je nejprve stanovena účinnost kotle pro variantu samostatně provozovaného kotle a pro variantu kotle provozovaného se systémem WVP. Účinnost

variant je určena tzv. nepřímou metodou dle postupu uvedeného ve skriptu [24], kapitola 5.2. Tepelné ztráty a účinnost. Dílčí výpočty ztrát a volené veličiny ($x_{\dot{u}let}$, x_{propad} , $c_{\dot{u}let}$, c_{propad} , t_{pop}) jsou pro samostatně provozovaný kotel, resp. kotel se systémem WVP, uvedeny v tab. 14, resp. tab. 15. Hodnoty volených veličin jsou použity na základě modelového příkladu výpočtu kotle spalujícího biomasu dle doporučení Ing. Pavla Skopce, Ph.D. Hodnoty účinností stanovených nepřímou metodou jsou v tab. 16. Při výpočtu entalpie spalin a vlhkého vzduchu je dle metodiky uvedené ve skriptu [24] uvažována pouze citelná složka tepla média. Velikost výkonu kotle Q_{vyr} je volena 1 MW.

Při určování ztrát kotle s WVP je použita redukováná výhřevnost $Q_{i\ red}$, pomocí které je zohledněn přívod tepla do spalovacího vzduchu ve zvlhčovači jako teplo z cizího zdroje Q_{cz} . To je kvantifikováno jako rozdíl entalpií spalovacího vzduchu při teplotě a složení na výstupu ze zvlhčovače $h_{VV.out}^{zvlhčovač}$ a při teplotě a složení vzduchu, které odpovídají stavu okolí na vstupu do zvlhčovače $h_{VV.ok}$.

Tab. 14 – Ztráty samostatně provozovaného kotle

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích		
poměrné množství popela v úletu	$x_{\dot{u}let}$	0,3
poměrné množství popela v propadu	x_{propad}	0,7
poměrný obsah uhlíku v úletu	$c_{\dot{u}let}$	0,1
poměrný obsah uhlíku v propadu	c_{propad}	0,15
výhřevnost uhlíku	Q_c^r	32 700 kJ/kg _{uhlíku}
podíl popela v palivu	A^r	0,00825
výhřevnost paliva	Q_i^r	9625,0 kJ/kg _{pal}
ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	Z_c	0,0044
Ztráta citelným teplem tuhých zbytků		
teplota popela	t_{pop}	600 °C
poměrné množství popela v propadu	x_{propad}	0,7
poměrný obsah uhlíku v propadu	c_{propad}	0,15
měrná tepelná kapacita propadu při konstantním tlaku (pro t_{pop})	$c_{p.prop}$	0,9301 kJ/kgK
entalpie propadu	h_{prop}	558,1 kJ/kg _{propadu}
ztráta citelným teplem tuhých zbytků	Z_f	0,00039
Ztráta chemickým nedopalem		
výhřevnost CO	$Q_{i.CO}$	12 640 kJ/Nm ³ _{CO}
objemová koncentrace CO ve spalinách	ω_{CO}	0,0006
objem SV (spalovací vzduch při stavu okolí)	O_{SV}^{ok}	5,297 Nm ³ _{SV} /kg _{pal}
ztráta chemickým nedopalem	Z_{co}	0,0038
Ztráta sáláním		
výkon kotle	Q_{vyr}	1 MW
z nomogramu ztráta sáláním pro hnědé uhlí/lignit	Z_{sv}	0,04
Ztráta citelným teplem spalin		
entalpie SV na výstupu z kotle (140 °C) - spalovací vzduch při stavu okolí	$h_{SV.out}$	1026,0 kJ/kg _{pal}
entalpie VV při teplotě okolí (20 °C)	$h_{VV.ok}$	117,0 kJ/kg _{pal}
ztráta citelným teplem spalin	Z_k	0,094

Tab. 15 – Ztráty kotle provozovaného se systémem WVP

Redukovaná výhřevnost			
entalpie VV při teplotě okolí (20 °C) - vstup do zvlhčovače	$h_{VV.ok}$	117,0	kJ/kg _{pal}
entalpie VV na výstupu ze zvlhčovače	$h_{VV.out}^{zvlhčovač}$	378,5	kJ/kg _{pal}
teplo přivedené z cizího zdroje	Q_{cz}	261,5	kJ/kg _{pal}
redukovaná výhřevnost	$Q_{i red}$	9886,5	kJ/kg _{pal}
Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích			
poměrné množství popela v úletu	$x_{úlet}$	0,3	
poměrné množství popela v propadu	x_{propad}	0,7	
poměrný obsah uhlíku v úletu	$c_{úlet}$	0,1	
poměrný obsah uhlíku v propadu	c_{propad}	0,15	
výhřevnost uhlíku	Q_c^r	32 700	kJ/kg _{uhlíku}
podíl popela v palivu	A^r	0,00825	
redukovaná výhřevnost	$Q_{i red}$	9886,5	kJ/kg _{pal}
ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích	Z_c	0,0043	
Ztráta citelným teplem tuhých zbytků			
teplota popela	t_{pop}	600	°C
poměrné množství popela v propadu	x_{propad}	0,7	
poměrný obsah uhlíku v propadu	c_{propad}	0,15	
měrná tepelná kapacita propadu při konstantním tlaku	$c_{p.prop}$	0,9301	kJ/kgK
entalpie propadu	h_{prop}	558,06	kJ/kg _{propadu}
ztráta citelným teplem tuhých zbytků	Z_f	0,00038	
Ztráta chemickým nedopalem			
výhřevnost CO	$Q_{i.CO}$	12 640	kJ/Nm ³ _{CO}
objemová koncentrace CO ve spalinách	ω_{CO}	0,0006	
objem SV (spalovací vzduch při ustáleném stavu systému)	O_{SV}	5,626	Nm ³ _{SV} /kg _{pal}
ztráta chemickým nedopalem	Z_{co}	0,0039	
Ztráta sáláním			
výkon kotle	Q_{vyr}	1	MW
z nomogramu ztráta sáláním pro hnědé uhlí/lignit	Z_{sv}	0,04	
Ztráta citelným teplem spalin			
entalpie SV na výstupu z kotle (140 °C) - spalovací vzduch po zvlhčení	$h_{SV.out}$	1095,5	kJ/kg _{pal}
entalpie VV při teplotě okolí (20 °C)	$h_{VV.ok}$	117,0	kJ/kg _{pal}
ztráta citelným teplem spalin	Z_k	0,099	

Tab. 16 – Hodnoty účinností kotle pro samostatně provozovaný kotel a kotel se systémem WVP

Účinnost samostatně provozovaného kotle	η_k	85,74	%
Účinnost kotle s WVP	η_k^{WVP}	85,28	%

Ztráty hořlavinou v tuhých zbytcích, citelným teplem tuhých zbytků, chemickým nedopalem a sáláním jsou pro obě varianty buď shodné nebo je rozdíl marginální. Největší

rozdíl mezi variantami provozu kotle tkví ve ztrátě citelným teplem spalin. V důsledku zvlhčování spalovacího vzduchu je objem, resp. entalpie, spalin na výstupu z kotle s WVP větší oproti spalinám na výstupu ze samostatně provozovaného kotle, kde je použit spalovací vzduch při stavu okolí. To znamená, že i ztráta citelným teplem spalin bude pro kotel s WVP vyšší. Účinnost kotle s WVP, jak je zřejmé z tab. 16, je oproti samostatně provozovanému kotli přibližně o 0,5 procentního bodu nižší. Dopad implementace WVP se jeví jako negativní.

Tento závěr vyvrací analýza spotřeby paliva pro jednotlivé varianty provozu. Pomocí účinností kotle η_k pro obě varianty je nejprve určen příkon Q_{in} potřebný pro dosažení výkonu kotle Q_{vyr} 1 MW dle obecné rovnice

$$Q_{in} = Q_{vyr}/\eta_k \text{ [MW]} \quad (57)$$

Hmotnostní tok paliva pro samostatně provozovaný kotel je následně vypočten jako

$$m_{pal}^k = Q_{in}^k/Q_i^r \text{ [kg}_{pal}/s] \quad (58)$$

Hmotnostní tok paliva pro kotel s WVP je určen analogicky s použitím redukované výhřevnosti $Q_{i\ red}$ jako

$$m_{pal}^{WVP} = Q_{in}^{WVP}/Q_{i\ red} \text{ [kg}_{pal}/s] \quad (59)$$

Procentuální úbytek spotřeby paliva je stanoven dle vztahu

$$\Delta m_{pal} = \frac{m_{pal}^k - m_{pal}^{WVP}}{m_{pal}^k} \quad (60)$$

Výsledky analýzy spotřeby paliva pro jednotlivé varianty jsou shrnuty v tab. 17.

Tab. 17 – Přínos implementace systému WVP ke kotli na biomasu jako procentuální snížení spotřeby paliva pro dosažení zvoleného výkonu kotle 1 MW

příkon kotle pro 1 MW výkonu	Q_{in}^k	1,166	MW
hmotnostní tok paliva pro samostatný kotel	m_{pal}^k	0,121	kg _{pal} /s
příkon WVP pro 1 MW výkonu	Q_{in}^{WVP}	1,173	MW
hmotnostní tok paliva pro kotel s WVP	m_{pal}^{WVP}	0,119	kg _{pal} /s
procentuální úbytek spotřeby paliva	Δm_{pal}	2,13	%

Z tab. 17 je zřejmé, že přiřazením systému WVP ke kotli dojde k úspoře paliva o 2,13 % oproti samostatně provozovanému kotli. S rostoucím výkonem kotle se úspora paliva v procentech nemění. V absolutních číslech to však znamená, že úspora paliva s rostoucím výkonem kotle poroste. Potenciál úspory nákladů na palivo v důsledku implementace WVP je tím větším, čím větší je výkon kotle. Pro zvolený ustálený stav systému a zvolený výkon kotle 1 MW vychází roční úspora paliva ve výši přibližně 63 t za předpokladu, že bude kotel provozován bez odstávky na plný výkon po celý rok.

3.3 Diskuze výsledků bilančního výpočtu

3.3.1 Potenciál implementace externího výměníku tepla pro CZT

Jak již bylo naznačeno na obr. 13, mezi kondenzátorem spalin a zvlhčovačem spalovacího vzduchu je možné zapojit rekuperační výměník tepla, ve kterém by probíhal ohřev vratné vody CZT. Ustálený stav systému, uvedený v tab. 2 až 13, je určován pro teplotu spalin na výstupu z kondenzátoru $t_{sv.out}$ přibližně 63 °C. Jelikož má chladicí voda na vstupu do kondenzátoru teplotu $t_{cw.in}$ rovnu 40 °C, stále existuje prostor pro

dochlazení spalin na nižší teplotu. Na výstupu z kondenzátoru by mohla být dosahována teplota spalin $t_{SV.out}$ např. 50 °C. Teplotní rozdíl Δt_{cw} vypočtený v rovnici (36) zůstává stejný jako při ustáleném stavu uvedeném v předchozích podkapitolách, takže teplota chladicí vody na výstupu z kondenzátoru se v podstatě nezmění. K dochlazení spalin na nižší teplotu by tedy byl zapotřebí větší hmotnostní tok chladicí vody m_{cw} , než je uvedeno v tab. 8, který by musel být do kondenzátoru přiváděn. Jelikož bude průtok vody z kondenzátoru větší oproti uvedenému ustálenému stavu, tak bude i celková entalpie proudu vody [kJ/kg_{pal}] na výstupu z kondenzátoru větší. Vyšší entalpii proudu chladicí vody je pak možné využít částečně v externím výměníku tepla pro CZT a částečně ve zvlhčovači. Teplota proudu vody se mezi vstupem a výstupem externího výměníku sníží. V důsledku toho bude mít sprchová voda na vstupu do zvlhčovače nižší teplotu, než je teplota $t_{sw.in}$ uvedená v tab. 10. Ve zvlhčovači bude dosahováno nižší teploty spalovacího vzduchu na výstupu $t_{VV.out}$ a v důsledku nižších teplot proudů médií a většího průtoku sprchové vody pravděpodobně i vyšších relativních vlhkostí $\varphi_{VV.out}$.

3.3.2 Limitní optimální ustálený stav systému bez použití výměníku pro dodávku tepla do soustavy CZT

Za teoreticky limitní optimální ustálený stav systému bez zapojení výměníku pro externí výměnu tepla lze označit stav, kdy je pro zvolené parametry, tj. přebytek spalovacího vzduchu, stav spalovacího vzduchu na vstupu do zvlhčovače, teplotu spalin na výstupu z kotle, teplotu sprchové vody na vstupu do kondenzátoru (tedy na výstupu ze zvlhčovače) a vlhkost paliva, spalovací vzduch ve zvlhčovači ohřátý na maximální teplotu a zároveň je dosycen na 100% relativní vlhkost. Jelikož je maximalizována teplota spalovacího vzduchu na vstupu do kotle a zároveň je relativní vlhkost 100 %, je obsah vodní páry ve vzduchu pro již zmíněné volené parametry také maximální. Pro maximálně ohřátý a nasycený spalovací vzduch je dosahován nejvyšší parciální tlak vodní páry ve spalinách, a tedy bude dosažena i nejvyšší teplota rosného bodu spalin. Dosycením spalin sprchovou vodou v kondenzátoru je navíc dosažena i nejvyšší nová teplota rosného bodu a sprchová voda je tedy v kondenzátoru ohřátá na maximální teplotu. Veškeré hodnoty důležitých veličin charakterizujících systém pro tento teoretický limit jsou shrnuty v tab. 18.

Tab. 18 – Veličiny charakterizující systém zvlhčovač-kotel-kondenzátor při ohřevu spalovacího vzduchu na maximální teplotu (pro danou vlhkost paliva, teplotu spalin na výstupu kotle a daný stav vzduchu na vstupu do zvlhčovače, přebytek spalovacího vzduchu a teplotu sprchové vody na vstupu do kondenzátoru) a jeho dosycení na 100% relativní vlhkost

vlhkost paliva	W^r	0,45
přebytek spalovacího vzduchu	α	1,6
teplota spalin na vstupu do kondenzátoru (výstupu z kotle)	$t_{SV.in}$	140 °C
teplota spalin na výstupu z kondenzátoru	$t_{SV.out}$	63,75 °C
teplo odevzdané spalinami v kondenzátoru	Q_c	2763,3 kJ/kg _{pal}
teplota rosného bodu spalin	t_{RB}	73,6 °C
nová teplota rosného bodu spalin	$nTRB$	75,4 °C
teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru	$t_{w.in}$	25,0 °C
teplota směsi chladicí vody a zkondenzované páry na výstupu	$t_{w.out}$	69,87 °C
hmotnost zkondenzované páry	m_k	1,11 kg _{kond} /kg _{pal}
hmotnost vody přiváděné do kondenzátoru	$m_{w.in}$	14,82 kg _w /kg _{pal}

Tab. 18 – Veličiny charakterizující systém zvlhčovač-kotel-kondenzátor při ohřevu spalovacího vzduchu na maximální teplotu (pro danou vlhkost paliva, teplotu spalin na výstupu kotle a daný stav vzduchu na vstupu do zvlhčovače, přebytek spalovacího vzduchu a teplotu sprchové vody na vstupu do kondenzátoru) a jeho dosycení na 100% relativní vlhkost

teplota VV na vstupu do zvlhčovače	$t_{VV.in}$	20,0 °C
relativní vlhkost VV na vstupu do zvlhčovače	$\phi_{VV.in}$	70 %
teplota VV na výstupu ze zvlhčovače	$t_{VV.out}$	64,88 °C
relativní vlhkost VV na výstupu ze zvlhčovače	$\phi_{VV.out}$	100 %
teplota sprchové vody na vstupu do zvlhčovače	$t_{sw.in}$	69,87 °C
hmotnost sprchové vody na vstupu do zvlhčovače	$m_{sw.in}$	15,69 kg _w /kg _{pal}
teplota sprchové vody na výstupu ze zvlhčovače	$t_{sw.out}$	25 °C
hmotnost vody odpařené do VV	$m_{sw.o}$	1,07 kg _w /kg _{pal}
hmotnost sprchové vody odebírané na výstupu ze zvlhčovače	$m_{sw.out}$	14,62 kg _w /kg _{pal}
procentuální úbytek spotřeby paliva	Δm_{pal}	0,97 %

V tab. 18 je uvedena teplota spalin na výstupu z kondenzátoru, jejíž hodnota činí 63,75 °C. Jelikož je teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru 25 °C, tak by bylo možné spaliny ochladit na teplotu přibližně 30 °C, pokud by byla uvažována hodnota koncového teplotního rozdílu médií dle rovnice (36). Ochlazením na teplotu 30 °C by spaliny odevzdaly o téměř 50 % větší množství tepla oproti ochlazení na teplotu 63,75 °C, jak je naznačeno v grafu na obr. 18 dále (modrá křivka r. v. = 100 %). Teplo získané navíc je možné využít v externím výměníku soustavy CZT, jak je naznačeno v kapitole 3.3.1.

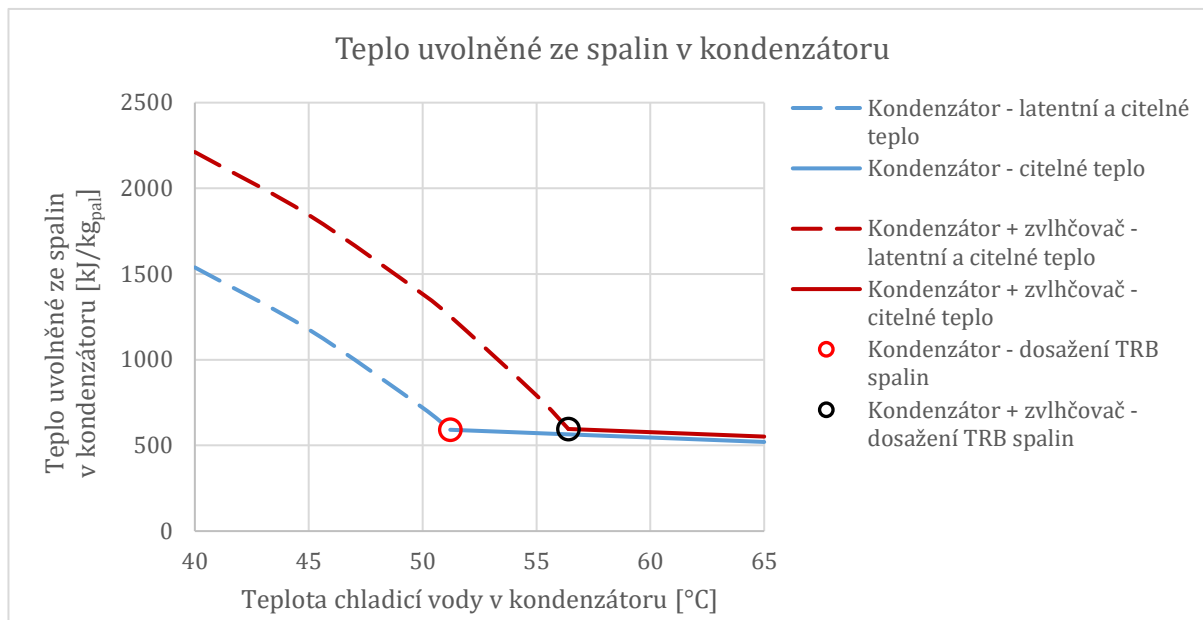
Hodnota teploty sprchové vody na vstupu do kondenzátoru (na výstupu ze zvlhčovače) může být zvolena vyšší než 25 °C. Zvýšení teploty, např. na 45 °C, by mělo oproti situaci s teplotou vody 25 °C následující dopady. V kondenzátoru by byla dosažena vyšší $nTRB$ spalin, a tedy by bylo možné ohřát chladicí vodu na vyšší teplotu (asi o 3 °C). Dále by v důsledku menšího teplotního rozdílu na straně vody musel být do kondenzátoru přiváděn téměř dvojnásobný hmotnostní průtok vody, což by se kvůli nárůstu čerpací práce negativně projevilo v provozních nákladech celého systému. Kvůli této nevýhodě se pro případ bez zařazení výměníku pro CZT jeví volba teploty sprchové vody na vstupu do kondenzátoru 25 °C jako vhodnější. Teplota vzduchu na vstupu do kotle pro ustálený stav uvedený v tab. 18 je v rámci citlivostní analýzy použita jako srovnávací při pozorování vlivu relativní vlhkosti spalovacího vzduchu na vstupu do kotle na množství tepla uvolněného ze spalin uvedená v kapitole 3.3.4.

3.3.3 Teplo uvolněné ze spalin v kondenzátoru – srovnání situace bez zvlhčovače a s ním

Na obr. 15 je uvedena závislost tepla získaného ochlazením spalin v kondenzátoru na teplotě chladicí vody na vstupu do kondenzátoru. Závislost je uvedena pro dva případy, a to pro samostatný provoz kondenzátoru, kdy na vstupu do kotle odpovídá stav spalovacího vzduchu stavu okolí a pro provoz systému WVP, kdy do kotle vstupuje spalovací vzduch přiváděný ze zvlhčovače, tj. oproti stavu okolí při vyšší teplotě a s vyšším obsahem vlhkosti (přičemž stav vzduchu je uvažován pro ustálený stav uvedený v tab. 2 až 13). Z obr. 15 je zřejmé, že při aplikaci kondenzátoru i zvlhčovače současně je v kondenzátoru získáno ochlazením spalin pod teplotu rosného bodu nezanedbatelně větší množství tepla. Teplota rosného bodu spalin je dosažena při takové teplotě chladicí vody, při které se na funkční závislosti vyskytuje zlom. Zároveň je také jasné, že se teplota rosného bodu spalin v důsledku aplikace zvlhčovače spalovacího vzduchu posouvá k vyšším hodnotám (křivka „Kondenzátor + zvlhčovač“ má zlom posunutý k vyšším

teplotám chladicí vody oproti křivce „Kondenzátor“), takže by byla chladicí voda v kondenzátoru ohřívána na vyšší teplotu, což je přínosné, pokud by byl současně s WVP použit externí výměník pro CZT, jelikož by mohla být také vratná voda ohřívána na vyšší teplotu. Plnou čarou je v grafu znázorněno citelné teplo spalin, čárkovaně pak latentní a citelné teplo, která se předávají ze spalin současně při ochlazování spalin pod teplotou rosného bodu.

3.3.4 Teplo získané ochlazením spalin v kondenzátoru – citlivostní analýza



Obr. 15 – Závislost tepla získaného ochlazením spalin v kondenzátoru na teplotě chladicí vody na vstupu do kondenzátoru (TRB = teplota rosného bodu)

V rámci citlivostní analýzy je sledováno množství tepla odevzdaného spalinami v kondenzátoru v závislosti na teplotě spalin na výstupu z kondenzátoru, na vlhkosti paliva, teplotě a relativní vlhkosti vzduchu na vstupu do kotle. Hodnoty analyzovaných parametrů byly voleny tak, aby byly relevantní pro skutečný provoz systému WVP a zároveň, aby byly naznačeny teoretické limity systému prokazující potenciál pro zařazení výměníku pro dodávku tepla do soustavy CZT, přičemž by bylo využito kondenzační teplo vodní páry ve spalinách v systému WVP v ještě vyšší míře. V tab. 19 jsou shrnuty použité rozsahy jednotlivých sledovaných parametrů. Všechny funkční závislosti byly v rámci citlivostní analýzy vyneseny pro hodnotu přebytku spalovacího vzduchu $\alpha = 1,6$.

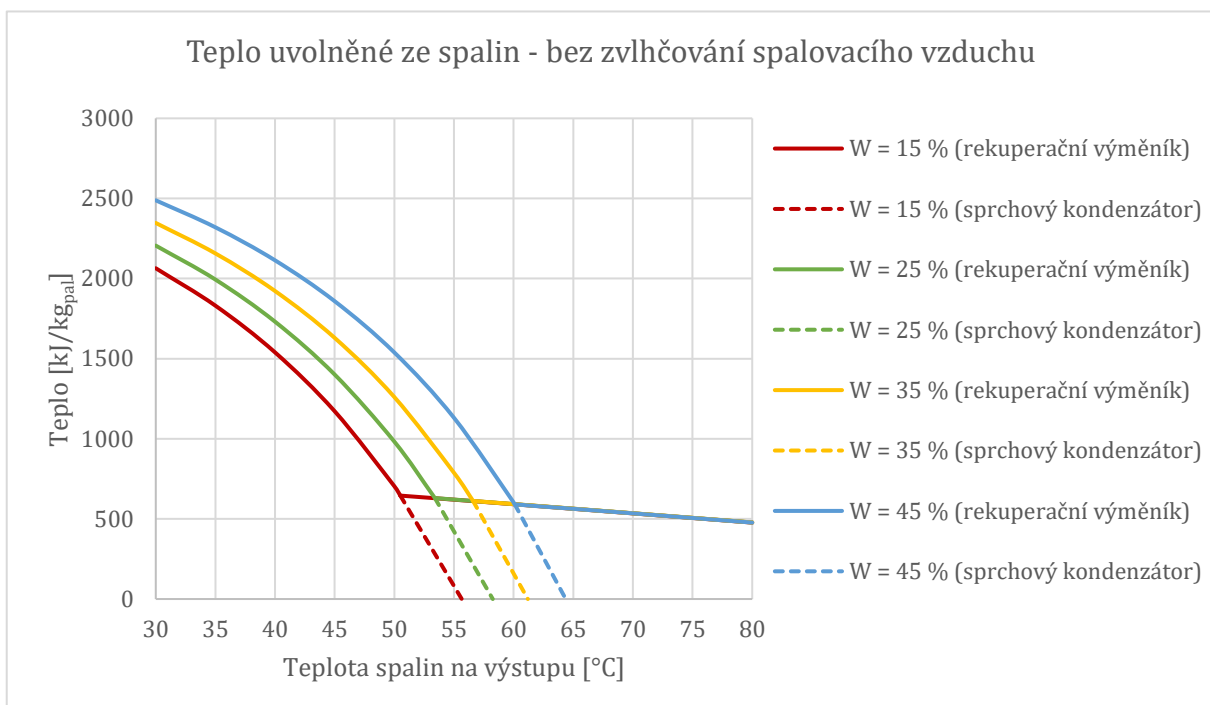
Tab. 19 – Rozsahy sledovaných parametrů použité při citlivostní analýze ($\alpha = 1,6$)

parametr	rozsah od	do	jednotka
vlhkost paliva	15	45	%
teplota spalin na výstupu	30	80	°C
relativní vlhkost vzduchu na vstupu do kotle	20	100	%
teplota vzduchu na vstupu do kotle	20	60*	°C

Symbol hvězdičky v tab. 19 u horní hranice sledovaného rozsahu teplot vzduchu na vstupu do kotle značí, že při analýze závislosti tepla uvolněného ze spalin v kondenzátoru na relativní vlhkosti spalovacího vzduchu a na teplotě spalin na výstupu z kondenzátoru (obr. 18) byla teplota vzduchu na vstupu do kotle zafixována na hodnotě 64,88 °C, což je teplota pro teoreticky optimální limitní ustálený stav systému WVP bez použití výměníku

pro dodávku tepla do soustavy CZT (viz tab. 18). Při analýze vlivu teploty vzduchu na vstupu do kotle na velikost tepla odevzdaného spalinami v kondenzátoru byl však použit rozsah teplot vzduchu uvedený v tab. 19.

Na obr. 16 je uvedeno teplo uvolněné ze spalin jako funkce teploty spalin na výstupu z kondenzátoru a vlhkosti paliva. Závislost je vynesena pro teplotu spalovacího vzduchu 20 °C a relativní vlhkost 70 %. Není tedy uvažováno použití zvlhčovače. V grafu jsou znázorněny dva typy křivek – plná a čárkovaná. Plná představuje funkční závislost pro rekuperační výměník, tedy případ, kdy jsou média ve výměníku oddělena teplosměnnou plochou. Zde dochází ke kondenzaci při teplotě rosného bodu spalin stanovené z jejich složení získaného ze stechiometrického výpočtu. Čárkovaná křivka znázorňuje funkční závislost pro sprchový výměník, kdy přichází média do vzájemného kontaktu. Jak bylo již řečeno v kapitole 3.1.2, nejprve dochází ve sprchovém kondenzátoru k sycení spalin na novou teplotu rosného bodu - $nTRB$ (jednotlivé hodnoty $nTRB$ jsou v grafu symbolizovány průsečíky čárkovaných křivek s vodorovnou osou pro různé sledované vlhkosti paliva), přičemž se veškeré citelné teplo spalin spotřebuje na ohřev a odpar sprchové vody sytící spaliny, tedy se žádné užitečné teplo spalin neuvolňuje. Celý proces je charakterizován bilanční rovnicí (32). Ochlazením pod $nTRB$ dochází ke kondenzaci vlhkosti ze spalin a uvolňuje se užitečné teplo. Jestliže je dosažena původní teplota rosného bodu nebo nižší teplota spalin, pak si uvolněná užitečná tepla pro případ sprchového kondenzátoru a rekuperačního výměníku odpovídají (toto platí i pro funkční závislosti vynesené na obr. 17 a 18). Křivky představující citelné teplo spalin pro jednotlivé případy vlhkosti paliva se v grafu s rostoucí teplotou spalin na výstupu postupně překrývají.



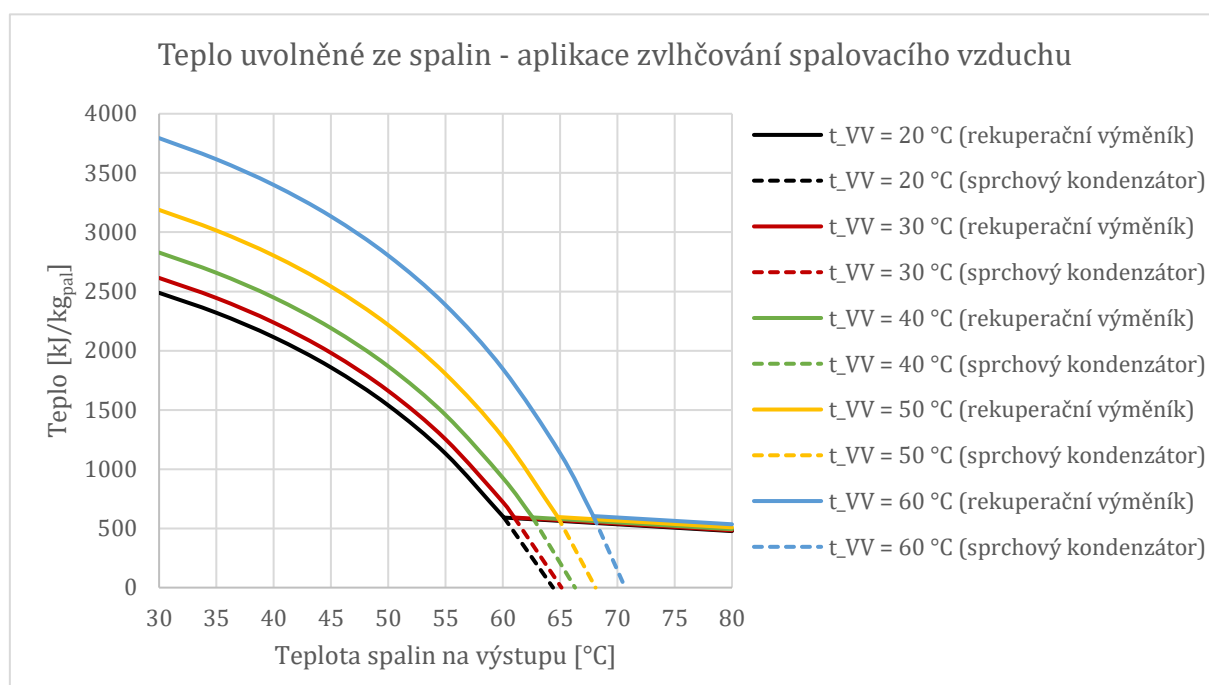
Obr. 16 – Závislost tepla uvolněného ze spalin na teplotě spalin na výstupu z kondenzátoru a vlhkosti paliva – případ bez zvlhčování spalovacího vzduchu (teplota vzduchu na vstupu do kotle je 20 °C a relativní vlhkost 70 %)

Z funkční závislosti na obr. 16 je zřejmé, že s rostoucí vlhkostí paliva dochází k nárůstu teploty rosného bodu spalin, resp. $nTRB$, jelikož dochází k nárůstu objemového podílu vodní páry ve vlhkých spalinách, tedy roste její parciální tlak ve vlhkých spalinách a s ním i teplota rosného bodu. Závislost teploty rosného bodu, resp. $nTRB$, na vlhkosti paliva nevykazuje lineární charakter, což ve sledovaném případě znamená, že pro

konstantní kladný přírůstek vlhkosti paliva se přírůstek teploty rosného bodu, resp. $nTRB$, postupně zvyšuje.

Nastane-li při ochlazování spalin kondenzace vlhkosti, pak teplo uvolněné ze spalin bude tím vyšší, čím je vyšší vlhkost paliva. Křivky funkční závislosti pro teploty spalin na výstupu z kondenzátoru 50 °C a nižší mají na obr. 16 sbíhavý charakter, což značí, že se rozdíl mezi velikostí uvolněného tepla pro jednotlivé hodnoty vlhkosti paliva tímto směrem zmenšují. Např. při teplotě 30 °C je rozdíl mezi uvolněným teplem při 15% a 45% vlhkosti paliva přibližně o 50 % menší než při teplotě 50 °C.

Obr. 17 znázorňuje funkční závislost tepla uvolněného ze spalin na teplotě spalin na výstupu z kondenzátoru a na teplotě spalovacího vzduchu na vstupu do kotle (t_{VV}). Závislost je sledována pro relativní vlhkost spalovacího vzduchu 70 % a vlhkost paliva 45 %. Černá křivka vynesena na obr. 17 pro teplotu $t_{VV} = 20$ °C odpovídá modré křivce na obr. 16 vynesena pro 45% vlhkost paliva. Tento fakt dokazuje, že zvlhčování spalovacího vzduchu, uvažované při vynášení funkční závislosti na obr. 17, zajišťuje zvýšení teploty rosného bodu spalin, $nTRB$ i množství tepla uvolněného ze spalin při jejich ochlazení na určitou teplotu.



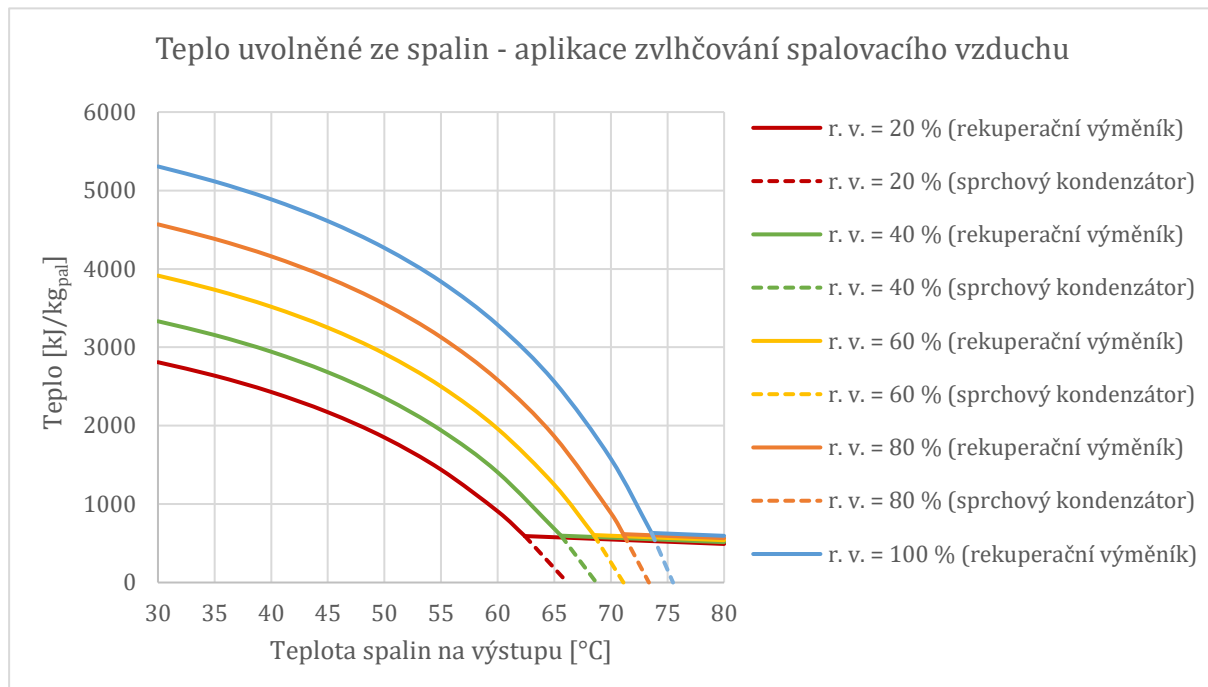
Obr. 17 - Závislost tepla uvolněného ze spalin na teplotě spalin na výstupu z kondenzátoru a teplotě spalovacího vzduchu na vstupu do kotle – případ aplikace zvlhčování spalovacího vzduchu (relativní vlhkost vzduchu na vstupu do kotle činí 70 % a vlhkost paliva 45 %)

Na obr. 17 lze pozorovat, že s rostoucí teplotou spalovacího vzduchu na vstupu do kotle, a tedy i s vyšší absolutní vlhkostí přivedenou ve spalovacím vzduchu do spalovací komory, dochází k nárůstu tepla uvolněného ze spalin pro určitou teplotu spalin na výstupu z kondenzátoru. Zároveň s rostoucí teplotou spalovacího vzduchu narůstá teplota rosného bodu, resp. $nTRB$. Nárůst teploty rosného bodu je způsoben přivedením většího množství vodní páry ve vzduchu do spalovacího procesu, čímž dojde k navýšení objemového podílu vodní páry ve spalinách, obdobně jako v případě zvyšující se vlhkosti paliva. Závislost teploty rosného bodu, resp. $nTRB$, na teplotě spalovacího vzduchu není lineární a přírůstek teploty rosného bodu, resp. $nTRB$, se postupně zvyšuje, ačkoliv je přírůstek teploty spalovacího vzduchu konstantní.

V oblasti grafu vymezené teplotami spalin na výstupu z kondenzátoru 30 °C a 60 °C lze konstatovat, že křivky funkční závislosti pro různé hodnoty t_{VV} jsou téměř

ekvidistantní a množství tepla uvolněného ze spalin závisí převážně na teplotě spalovacího vzduchu na vstupu do kotle. Teplo uvolněné ze spalin při $t_{VV} = 60 \text{ °C}$ je v této oblasti průměrně o $1270 \text{ kJ/kg}_{\text{pal}}$ větší oproti teple uvolněnému ze spalin při $t_{VV} = 20 \text{ °C}$.

Na obr. 18 je vyobrazena funkční závislost tepla uvolněného ze spalin na teplotě spalin na výstupu z kondenzátoru a relativní vlhkosti vzduchu na vstupu do kotle. Funkční závislost je sledována pro teplotu spalovacího vzduchu na vstupu do kotle $64,88 \text{ °C}$ a vlhkost paliva 45% .



Obr. 18 - Závislost tepla uvolněného ze spalin na teplotě spalin na výstupu z kondenzátoru a relativní vlhkosti spalovacího vzduchu na vstupu do kotle – případ aplikace zvlhčování spalovacího vzduchu (teplota vzduchu na vstupu do kotle činí $64,88 \text{ °C}$ a vlhkost paliva 45%)

Lze vyhodnotit, že s rostoucí relativní vlhkostí vzduchu na vstupu do kotle nastává zvýšení množství tepla uvolněného ze spalin pro určitou teplotu spalin na výstupu z kondenzátoru. S rostoucí relativní vlhkostí se zvyšuje teplota rosného bodu, resp. $nTRB$. Důvodem je opět nárůst objemového podílu vodní páry ve spalinách v důsledku přivedení většího množství vodní páry ve spalovacím vzduchu. Závislost teploty rosného bodu na relativní vlhkosti vzduchu se ukazuje jako nelineární. Avšak zde se přírůstek teploty rosného bodu s kladným konstantním přírůstkem relativní vlhkosti postupně snižuje, na rozdíl od závislosti vynesené na obr. 16, resp. 17, kde s konstantním kladným přírůstkem vlhkosti paliva, resp. teploty vzduchu, docházelo k postupnému zvětšování hodnoty přírůstku teploty rosného bodu.

Křivky symbolizující oblast kondenzace na obr. 18 mají mírně rozbíhavý charakter. Z toho vyplývá, že směrem k nižším teplotám spalin na výstupu dochází k nárůstu velikosti rozdílu uvolněného tepla mezi jednotlivými křivkami vyneseny pro různé hodnoty relativní vlhkosti vzduchu. Teplo uvolněné při teplotě spalin na výstupu 30 °C a relativní vlhkosti vzduchu 100% je přibližně o 47% větší ve srovnání s teplem uvolněným při téže teplotě spalin a relativní vlhkosti vzduchu 20% .

Modrá křivka pro 100% relativní vlhkost vzduchu je vynesena pro limitní optimální ustálený stav systému popsany v kapitole 3.3.2 a její průběh zachycuje maximální množství tepla, které je možné v kondenzátoru spalin pro dané uspořádání systému a příslušné volené parametry dosáhnout. S respektováním teplotních rozdílů na všech

výměnících je pro dané uspořádání systému a volené parametry nejnižší dosažitelná teplota spalin na výstupu kondenzátoru 36,5 °C, při které bude pro spalovací vzduch o teplotě na vstupu do kotle 64,88 °C a relativní vlhkosti 100 % získáno přibližně 5050 kJ/kg_{pal} tepla.

3.3.5 Zvlhčovač spalovacího vzduchu – citlivostní analýza

Při citlivostní analýze zabývající se procesy realizovanými uvnitř zvlhčovače spalovacího vzduchu jsou sledovány funkční závislosti teploty vzduchu na výstupu, relativní vlhkosti vzduchu na výstupu, hmotnosti vody odpařené do vzduchu a teploty sprchové vody na výstupu na hmotnosti sprchové vody přivedené do zvlhčovače a na teplotě sprchové vody na vstupu do zvlhčovače. Při analýze je mezi médii na vstupu a výstupu držen teplotní rozdíl shodné velikosti, jenž je kvantifikován dle následující rovnice

$$\Delta t_{VV} = 0,1 \cdot (t_{sw.in} - t_{VV.in}) \quad (61)$$

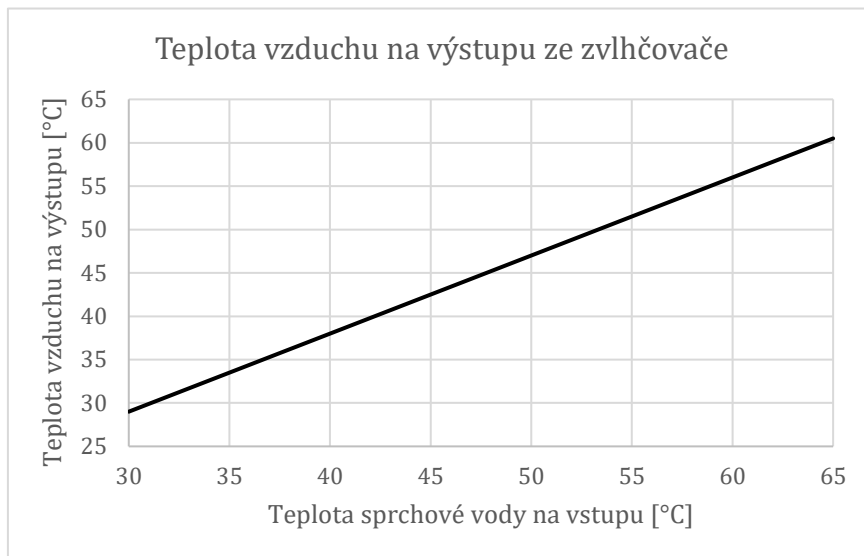
Iteračním postupem je určena hmotnost vody odpařené do vzduchu, aby byla dosažena shoda celkové entalpie vstupních proudů médií s celkovou entalpií výstupních proudů. V případě, že je vzduch ohřátý na výstupní teplotu a zároveň je dosycen na 100% relativní vlhkost (r. v.), aniž nastala shoda celkových entalpií proudů médií, je iteračně dopočtena teplota sprchové vody na výstupu ze zvlhčovače, aby bylo shody entalpií dosaženo. Při tomto postupu je tedy předpokládáno, že vzduch je vždy ohřátý na výstupní teplotu určenou teplotním rozdílem dle rovnice (61), jelikož je do zvlhčovače přivedeno dostatečné množství vody pro její dosažení. Dále je předpokládáno, že proud vzduchu nemusí postačovat k ochlazení proudu vody na výstupní teplotu stanovenou na základě teplotního rozdílu dle rovnice (61), jelikož teplo odevzdané vodou při jejím ochlazení na výstupní teplotu by přesahovalo teplo, které se spotřebuje na ohřev vzduchu a jeho nasycení na 100% r. v.

Na vstupu do zvlhčovače je pro všechny analyzované případy uvažován vzduch při stavu okolí, tj. teplotě $t_{VV.in} = 20$ °C a r. v. $\varphi_{VV.in} = 70$ %. Rozsahy veličin sledovaných v rámci citlivostní analýzy jsou shrnuty v tab. 20. Veškeré funkční závislosti byly v rámci citlivostní analýzy vyneseny pro hodnotu přebytku spalovacího vzduchu $\alpha = 1,6$.

Tab. 20 - Rozsahy sledovaných parametrů použité při citlivostní analýze ($t_{VV.in} = 20$ °C, $\varphi_{VV.in} = 70$ %, $\alpha = 1,6$)

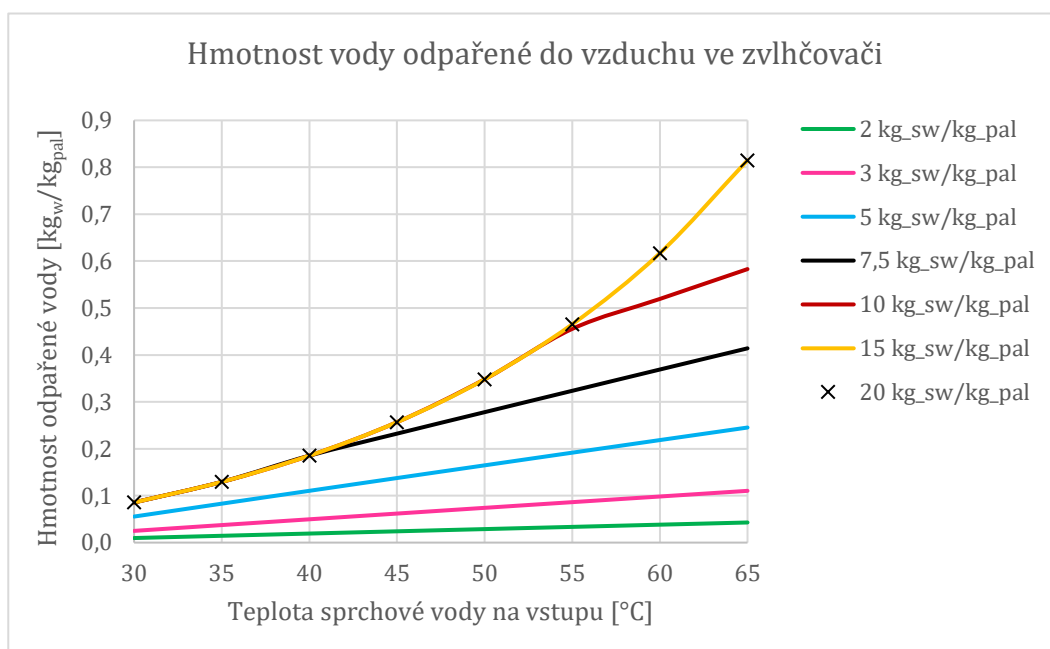
parametr	rozsah od	do	jednotka
teplota sprchové vody na vstupu	30	65	°C
hmotnost sprchové vody přivedené do zvlhčovače	2	20	kg _w /kg _{pal}

V grafu na obr. 19 je znázorněna funkční závislost teploty vzduchu na výstupu ze zvlhčovače na teplotě sprchové vody na vstupu do zvlhčovače. Teplota vzduchu odpovídá teplotě sprchové vody na vstupu snížené o minimální teplotní rozdíl mezi médii stanovený pro jednotlivé případy dle rovnice (61).



Obr. 19 – Závislost teploty vzduchu na výstupu ze zvlhčovače na teplotě sprchové vody na vstupu do zvlhčovače. Funkční závislost je platná pro všechny hmotnosti sprchové vody přivedené do zvlhčovače ve sledovaném rozsahu uvedeném v tab. 20

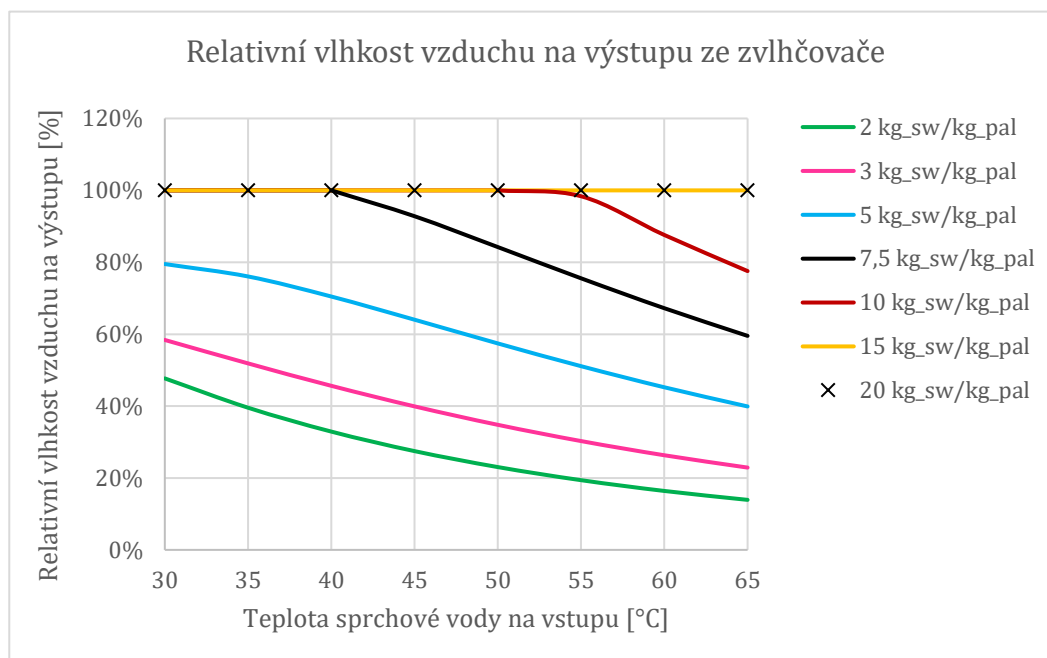
Na obr. 20 je uvedena funkční závislost hmotnosti vody odpařené do vzduchu na teplotě sprchové vody na vstupu do zvlhčovače a hmotnosti sprchové vody přivedené do zvlhčovače. Hmotnost vody, která se odpaří do vzduchu, s rostoucí teplotou sprchové vody na vstupu roste. Při vyšších teplotách vody na vstupu lze vzduch ohřát na vyšší teplotu a může do něho být odpařeno více vody, než nastane jeho nasycení. Vyšší teplota vody na vstupu zajišťuje vyšší celkovou entalpii proudů na vstupu, a tedy i entalpii proudů na výstupu, což znamená, že vzduch na výstupu je více ohřátý a je v něm obsaženo větší množství vody. Mezi hmotnostmi sprchové vody přivedené do zvlhčovače a hmotnostmi vody odpařené do vzduchu platí přímá úměra. Ta platí, jelikož větší hmotnost vody přivedené do zvlhčovače zajistí také větší entalpii vstupních, a tedy i výstupních, proudů, a do vzduchu je možno odpařit větší množství vody, aby platila entalpická bilance zvlhčovače.



Obr. 20 - Závislost hmotnosti vody odpařené do vzduchu ve zvlhčovači na teplotě sprchové vody na vstupu do zvlhčovače a hmotnosti sprchové vody přivedené do zvlhčovače

Průběhy funkční závislosti na obr. 20 se pro hodnoty hmotnosti sprchové vody přivedené do zvlhčovače 15 a 20 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$ zcela shodují, jelikož pro všechny teploty sprchové vody na vstupu je vzduch na výstupu nasycen na 100% r. v. (viz obr. 21), a hmotnost vody odpařené do vzduchu je pro sledované hodnoty parametrů maximální. K dosycení vzduchu na 100% r. v. dochází také při hmotnosti přivedené sprchové vody 7,5 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$, resp. 10 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$, při teplotách vody na vstupu 30 °C až 40 °C, resp. 30 °C až téměř 55 °C. V tomto rozsahu teplot se průběh funkční závislosti pro hmotnost vody 7,5 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$, resp. 10 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$, shoduje s průběhem pro hmotnosti vody 15 a 20 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$. V návaznosti na předchozí lze konstatovat, že pro hodnoty parametrů odpovídající oblasti grafu pod funkční závislostí pro 15 a 20 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$ není vzduch ve zvlhčovači nasycen na 100% r. v.

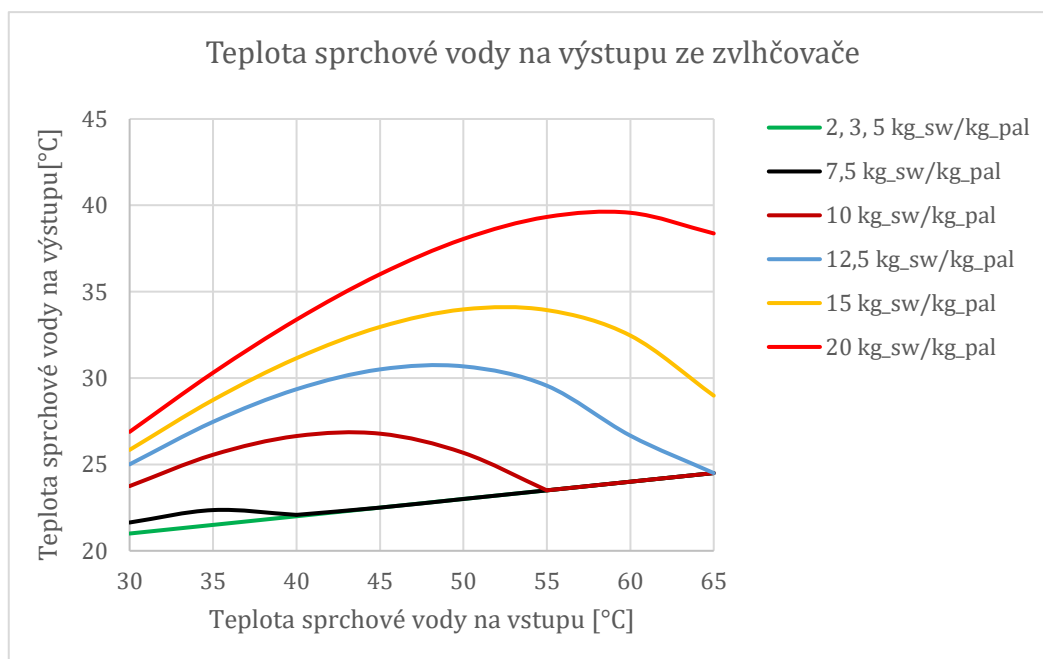
Na obr. 21 je vyobrazena funkční závislost relativní vlhkosti vzduchu na výstupu ze zvlhčovače na teplotě sprchové vody na vstupu do zvlhčovače a hmotnosti vody přivedené do zvlhčovače. Jak již bylo naznačeno v předcházejícím odstavci, pro hmotnosti vody 15 a 20 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$ je vzduch na výstupu nasycen na 100% r. v. v celém rozsahu teplot vody na vstupu. Stoprocentní nasycení vzduchu také nastává pro hmotnost vody 7,5 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$, resp. 10 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$, při teplotách vody na vstupu v rozsahu 30 °C až 40 °C, resp. 30 °C až téměř 55 °C. Pro ostatní hodnoty sledovaných parametrů vykazuje funkční závislost klesající trend. Průběh závislosti má klesající charakter, jelikož s rostoucí teplotou vody na vstupu roste teplota vzduchu na výstupu a s ní i tlak sytých par pro tuto teplotu. Nárůst tlaku sytých par s teplotou vzduchu na výstupu je vyšší ve srovnání s nárůstem parciálního tlaku vodní páry obsažené ve vzduchu po jeho ohřevu a zvlhčení, a proto dochází k poklesu r. v. Také platí, že s klesající hmotností vody na vstupu do zvlhčovače relativní vlhkost vzduchu na výstupu klesá, což lze odůvodnit analogicky jako závislost, která byla pozorována mezi hmotností vody přivedené do zvlhčovače a hmotností vody odpařené do vzduchu v grafu uvedeném na obr. 20.



Obr. 21 - Závislost relativní vlhkosti vzduchu na výstupu ze zvlhčovače na teplotě sprchové vody na vstupu do zvlhčovače a hmotnosti sprchové vody přivedené do zvlhčovače

Na obr. 22 je znázorněna funkční závislost teploty sprchové vody na výstupu ze zvlhčovače na teplotě sprchové vody na vstupu do zvlhčovače a na hmotnosti sprchové vody přivedené do zvlhčovače. Pro hodnoty hmotnosti vody na vstupu 2, 3 a 5 $\text{kg}_{\text{sw}}/\text{kg}_{\text{pal}}$

odpovídá teplota vody na výstupu teplotě vzduchu na vstupu zvýšené o minimální teplotní rozdíl stanovený dle rovnice (61). Teplota vody na výstupu pro 7,5 kg_{sw}/kg_{pal}, resp. 10 kg_{sw}/kg_{pal}, je stanovena analogicky v rozsahu teplot vody na vstupu 40 °C, resp. 55 °C, až 65 °C. V tomto rozsahu teplot se funkční závislosti pro hmotnosti vody 2, 3, 5 kg_{sw}/kg_{pal} a 7,5 kg_{sw}/kg_{pal}, resp. 10 kg_{sw}/kg_{pal}, vzájemně shodují a překrývají. Oblast grafu nad průběhem teploty vody na výstupu pro hmotnosti 2, 3 a 5 kg_{sw}/kg_{pal} odpovídá kombinaci parametrů, pro kterou je dosažena 100% r. v. vzduchu na výstupu. V této oblasti parametrů proud vzduchu nepostačuje na ochlazení proudu vody na nejnižší teplotu stanovenou pomocí teplotního rozdílu získaného dle rovnice (61), jak již bylo komentováno v úvodním odstavci této kapitoly, a proto je hodnota teploty vody na výstupu iterována, aby zůstávala v platnosti entalpická bilance zvlhčovače. S rostoucí hmotností vody přivedené do zvlhčovače dochází v oblasti, kde je dosahována 100% r. v., pro konkrétní teplotu vody na vstupu k nárůstu teploty vody na výstupu. K tomu dochází, jelikož čím větší je množství vody přivedené do zvlhčovače, tím méně dojde k jejímu ochlazení, jelikož hmotnost a stav vzduchu na vstupu do zvlhčovače zůstávají neměnné. V průbězích funkční závislosti pro hmotnosti vody 7,5 až 20 kg_{sw}/kg_{pal} jsou pro různé teploty vody na vstupu dosahována maxima, která se s rostoucí hmotností vody přivedené do zvlhčovače posouvají k vyšším teplotám vody na vstupu. Postupný nárůst a pokles teploty sprchové vody na výstupu jsou pouze důsledkem bilančního výpočtu a nebyla pozorována žádná užší závislost mezi vznikem maxima a konkrétní hodnotou sledovaných parametrů.

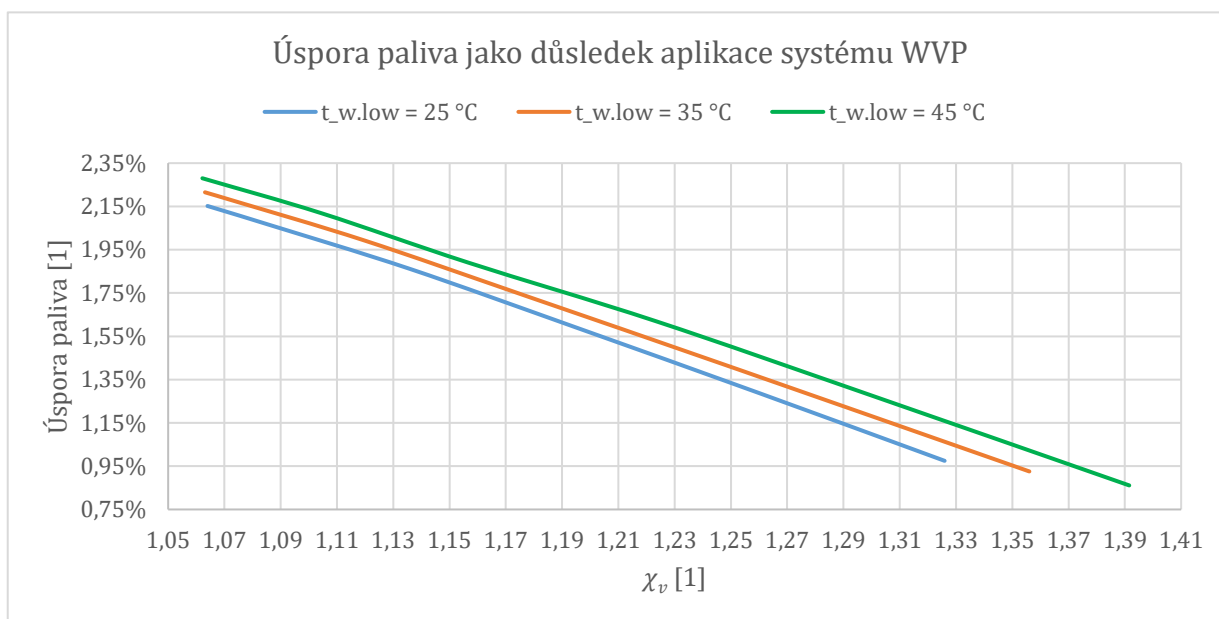


Obr. 22 - Závislost teploty sprchové vody na výstupu ze zvlhčovače na teplotě sprchové vody na vstupu do zvlhčovače a hmotnosti sprchové vody přivedené do zvlhčovače

3.3.6 Úspora paliva v důsledku implementace systému WVP – citlivostní analýza

Cílem této citlivostní analýzy je vyhodnocení vlivu vlhkosti a teploty spalovacího vzduchu na vstupu do kotle, které jsou souhrnně charakterizovány parametrem χ_v , na úsporu paliva, které je zapotřebí přivést do kotle pro zajištění požadovaného výkonu. Při citlivostní analýze jsou voleny ustálené stavy systému pro různé hodnoty χ_v spalovacího vzduchu na vstupu do kotle. Rozsah ustálených stavů je určen tak, že nejmenší hodnota χ_v odpovídá ustálenému stavu, při kterém je teplota spalin na výstupu z kondenzátoru rovna teplotě rosného bodu spalin, a největší hodnota χ_v odpovídá ustálenému stavu, při

kterém je vzduch nasycen na 100% r. v. Závislost úspory paliva na χ_v , uvedená na obr. 23, je analyzována pro hodnoty teploty sprchové vody na vstupu do kondenzátoru (tedy na výstupu ze zvlhčovače), zde označené jako $t_{w.low}$, 25 až 45 °C.



Obr. 23 - Závislost úspory paliva na χ_v vlhkého vzduchu na vstupu do kotle a teploty sprchové vody na vstupu do kondenzátoru (výstupu ze zvlhčovače)

Z obr. 23 je zřejmé, že úspora paliva s rostoucím parametrem χ_v klesá, tudíž čím více je vzduch ohřátý a zvlhčený, tím menší je úspora paliva. To je způsobeno rostoucí komínovou ztrátou v důsledku většího objemu vodní páry ve spalinách s rostoucí hodnotou parametru χ_v , a tím pádem i vyšší entalpií spalin pro určitou teplotu na výstupu z kotle. Zároveň však platí, že s rostoucí hodnotou χ_v se zvyšuje teplota rosného bodu, resp. $nTRB$, spalin, což je výhodné, jelikož roste také teplota, na kterou je ohřata sprchová voda v kondenzátoru. Tím pádem, pokud by byl instalován výměník pro dodávku tepla do sítě CZT, lze předávat teplo vratné vodě na vyšší teplotní úrovni. Také teplo uvolněné ze spalin v kondenzátoru při jejich ochlazení na určitou výstupní teplotu roste s rostoucí hodnotou χ_v . Nárůst tepla uvolněného ze spalin je však spojen s nárůstem hmotnosti chladicí vody potřebné pro odvod tepla. Při nejvyšší hodnotě χ_v v pozorovaném rozsahu pro teplotu $t_{w.low} = 25\text{ °C}$ je hmotnost vody přivedené do kondenzátoru více než 3,5násobná oproti stavu systému při nejnižší hodnotě χ_v pro danou teplotu $t_{w.low}$. S nárůstem hmotnosti chladicí vody je spojen také nárůst čerpací práce potřebné pro dopravu kapaliny. Lze očekávat, že v důsledku nárůstu čerpací práce nastane nárůst provozních nákladů systému. Závislosti veličin zmíněné dříve jsou v mnoha případech protichůdné, a proto je pro určení optimálního ustáleného stavu systému doporučeno provést technicko-ekonomickou analýzu.

S rostoucí teplotou vody $t_{w.low}$ je pro určitou hodnotu χ_v dosahováno vyšší úspory paliva, jak lze pozorovat v grafu na obr. 23. Mezi veličinami $t_{w.low}$, $nTRB$, teplotou vody na výstupu z kondenzátoru (tedy na vstupu do zvlhčovače) a teplotou vzduchu na výstupu ze zvlhčovače platí přímá úměrnost. Veličiny $t_{w.low}$ a $nTRB$ jsou přímo úměrné, jelikož při vyšší teplotě $t_{w.low}$ je zapotřebí menší množství tepla pro ohřev vody, která sytí spaliny, a proto nastane dosycení spalin při vyšší $nTRB$. Závislost mezi $nTRB$, teplotou vody na výstupu z kondenzátoru a teplotou vzduchu na výstupu ze zvlhčovače je přímo úměrná, protože jsou v jednotlivých zařízeních mezi médii dodržovány teplotní rozdíly vypočtené z rovnic (36) a (61). V důsledku nárůstu teploty vzduchu na výstupu ze zvlhčovače se zvyšuje i jeho entalpie. To se projeví zvýšením hodnoty redukované výhřevnosti, protože

ve zvlhčovači je vzduchu předáno více tepla. Dále platí, že pokud je konstantní χ_v i teplota spalin na výstupu kotle, pak i entalpie spalin na výstupu zůstává neměnná, jelikož jsou beze změny i objemy složek vlhkého vzduchu a spalin. Hodnota teploty $t_{w.low}$ tedy nemá na entalpii spalin na výstupu z kotle vliv. Závěrem lze konstatovat, že zvýšení teploty $t_{w.low}$ vede ke snížení ztrát kotle, a proto je pro dosažení požadovaného výkonu kotle zapotřebí menší příkon v palivu a úspora paliva roste.

4 Výpočtový model pro vyhodnocení přestupu tepla ve sprchovém spalinovém kondenzátoru

4.1 Sdílení tepla při přímém kontaktu směsi páry a nekondenzujícího plynu s chladicí vodou

Uvažujeme, že do komory sprchového kondenzátoru je svisle dolů v podobě kapek vstříkovan proud chladicí vody a protiproudě svisle vzhůru proudí ochlazovaný plyn, tj. spaliny, které jsou teoreticky uvažovány jako směs páry a nekondenzujících plynů. Jestliže není ochlazovaný plyn nasycený vodní párou na 100% relativní vlhkost, pak nejprve probíhá sdílení citelného tepla. Při sdílení citelného tepla dochází k dochlazování směsi nekondenzujícího plynu a vodní páry na stav sytosti, který nastává při dosažení teploty rosného bodu, kdy parciální tlak vodní složky ve směsi s nekondenzujícími plyny odpovídá tlaku sytých par. Jakmile je směs ochlazována pod teplotu rosného bodu, nastává sdílení skupenského tepla a proces kondenzace, kdy na povrchu kapek chladicí vody kondenzuje vlhkost ochlazovaného plynu.

Sdílení tepla ve sprchovém kondenzátoru probíhá konvekcí z ochlazovaného plynu do kapky a kondukcí uvnitř kapky. O tom, který z typů sdílení tepla bude mít dominantní vliv na přenos tepla, rozhoduje Biotovo číslo, jak je rozebráno v následující podkapitole.

4.1.1 Vliv hodnoty Biotova čísla na přenos tepla

Dominantní termický odpor je určen hodnotou Biotova čísla, jenž je definováno dle následující rovnice

$$Bi = \frac{\text{vnitřní termický odpor}}{\text{vnější termický odpor}} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (62)$$

kde α = součinitel přestupu tepla konvekcí na vnějším povrchu kapky [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]

L = charakteristický rozměr [m]

λ = součinitel tepelné vodivosti kapaliny tvořící kapku [$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$]

Charakteristický rozměr L je zde určen jako podíl objemu a povrchu tělesa. Pro kapku tvaru koule tedy platí $L = R/3$, kde R je poloměr kapky [25].

Jak uvádí autor Ayyaswamy [26] problematiku sdílení tepla na kapce beze změny fáze lze podle hodnoty Biotova čísla rozdělit na 3 případy:

1) Příklad vnitřní, kdy je převažující termický odpor konduktivní (platí $Bi \gg 1$) [27] a z vnějšku kapky dojde k vyrovnání teplot při změně teploty v médiu okolo kapky téměř okamžitě, ale uvnitř kapky trvá reakce déle.

2) Příklad vnější, kdy je převažující termický odpor konvektivní (platí $Bi \ll 1$) [27] a předpokladem je, že se teplota kapky přizpůsobí jakékoliv teplotní změně vyvolané v médiu obtékajícím její povrch téměř okamžitě. Kapka může být chápána jako koule o konstantní teplotě tehdy, když poměr objemových tepelných kapacit a tepelných vodivostí médií má velkou hodnotu (autor publikace [26] konkrétní hodnotu nespecifikuje). Rozhodující vliv na sdílení tepla má v tomto případě termický odpor média obtékajícího kapku (tzv. kontinuální fáze).

3) Příklad složený, kdy oba termické odpory mají srovnatelný vliv (platí $Bi \cong 1$) [27]. V tomto případě je nezbytné řešit přenosové rovnice pro sdílení tepla konvekcí i kondukcí současně s uvažováním okrajových podmínek rovnosti teplot a tepelných toků na fázovém rozhraní.

4.1.2 Sdílení tepla při podchlazování směsi páry a nekondenzujícího plynu na teplotu rosného bodu

Je-li uvažováno, že při tomto procesu sdílení tepla bude hodnota součinitele přestupu tepla v rozsahu $\alpha = (10 \div 100) \text{ W/m}^2\text{K}$ [27], hodnota součinitele tepelné vodivosti vody $\lambda \cong 0,64 \text{ W/mK}$ a poloměr kapky R v řádu nižších stovek μm , pak Biotovo číslo nabývá hodnot v řádu 10^{-2} . Jelikož v tomto případě platí, že $Bi \ll 1$, je možné konstatovat, že při podchlazování směsi páry a nekondenzujícího plynu je dominantní termický odpor vnější (konvektivní), a tedy lze kapku modelovat jako kouli o konstantní teplotě, protože vnitřní termický odpor je zanedbatelně malý [25].

Konkrétní hodnotu součinitele přestupu tepla lze vypočítat z Nusseltova podobnostního čísla Nu , jehož hodnotu je možné stanovit pomocí kritériálních rovnic zformulovaných za pomoci experimentů prováděných různými autory. Platnost rovnic je však omezená pro určité rozsahy parametrů, které v nich vystupují. Zde se jedná konkrétně o Reynoldsovo číslo Re a Prandtlovo číslo Pr . Korelaci Nusseltova čísla pro námi řešenou problematiku přestupu tepla uvádějí následující autoři. Ranz a Marshall [28] uvádějí vztah, který je platný v rozsahu $0 < Re < 200$ a má následující formu

$$Nu = 2 + 0,6 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3} \quad (63)$$

Podle Frösslinga [29] je možné stanovit pro hodnoty $2 < Re < 800$ a $0,6 < Pr < 2,7$ Nusseltovo číslo následovně

$$Nu = 2 + 0,55 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{1/3} \quad (64)$$

Dalším autorem je Kramers [30], který formuloval následující vztah platný pro rozsah $0,7 < Pr < 400$

$$Nu = 2 + 1,3 \cdot Pr^{0,15} + 0,66 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,31} \quad (65)$$

4.1.3 Sdílení tepla při kondenzaci vodní páry ze směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu

Během kondenzace páry je možné předpokládat, že součinitel přestupu tepla bude nabývat hodnot v rozsahu $\alpha = (25\,000 \div 100\,000) \text{ W/m}^2\text{K}$ pro případ kapkové kondenzace [27]. Pro součinitel tepelné vodivosti kapalně fáze vody, resp. poloměr kapky, platí tytéž hodnoty jako v předchozím odstavci, tj. $\lambda = 0,64 \text{ W/mK}$, resp. R v řádu nižších stovek μm . Biotovo číslo nabývá pro tento případ hodnot v řádu 10^1 . Obecně lze předpokládat, že bude v tomto případě sdílení tepla platit nerovnost $Bi \gg 1$ z čehož vyplývá, že v tomto případě je mechanismem sdílení tepla kondukce a vnější tepelný odpor je zanedbatelný. Pro vnitřní případ, kdy je termický odpor na vnější straně kapky zanedbatelný, lze modelovat kapku jako pevnou kouli a hovoříme o tzv. modelu kondukce.

Model kondukce je jedním z teoretických výpočtových modelů, kterými je popisován přestup tepla uvnitř kapky. Dalšími modely, které zmiňují např. autoři Celata et al. [31] a Sideman [32] jsou model cirkulace uvnitř kapky a model vnitřního promíchávání. Model kondukce byl zvolen pro tvorbu výpočtového modelu přestupu tepla v kondenzátoru v rámci této práce, a proto je dále věnována pozornost pouze jemu.

V modelu kondukce je přestup tepla uvnitř kapky modelován jako nestacionární vedení tepla uvnitř pevné koule. Velmi důležitým předpokladem aplikace modelu kondukce je, že může být použit pouze tehdy, když chlazeným médiem proudícím okolo kapky je čistá sytá pára o konstantní teplotě T_{sat} [32]. Jelikož experimenty uvedené v následující části této práce byly prováděny vždy se směsí vodní páry a nekondenzujícího plynu, je zapotřebí zahrnout vliv nekondenzujícího plynu na přestup tepla realizovaný v kondenzátoru. Tato problematika je komentována v následující podkapitole.

Děj nestacionárního vedení tepla uvnitř koule lze popsat následující diferenciální rovnicí [31]

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) \quad (66)$$

kde a = teplotní vodivost [m^2/s]

t = čas [s]

r = radiální souřadnice [m]

θ = bezrozměrná teplota, účinnost přenosu tepla [1]

Bezrozměrná teplota je velmi důležitou veličinou při modelování přestupu tepla uvnitř sprchového kondenzátoru a je definována jako poměr tepla, které je kapkou skutečně přijato ku teplu, které by kapka mohla přijmout maximálně. Je formulována následujícím vztahem [32]

$$\theta_m = \frac{T_k - T_{cw.in}}{T_{sat} - T_{cw.in}} \quad (67)$$

kde T_k = teplota kondenzátu (chladicí vody smíšené se zkondenzovanou párou na výstupu)

$T_{cw.in}$ = teplota chladicí vody na vstupu

T_{sat} = teplota sytosti páry v okolí kapky

index m = střední hodnota bezrozměrné teploty v čase

Bezrozměrná teplota může nabývat maximálně hodnoty 1. Tato hodnota by byla dosažena, jestliže by se kapka ohřála na teplotu sytosti kondenzující páry, tedy by platilo $T_k = T_{sat}$ a kapka by přijala maximální množství tepla. Pro praktické aplikace se používá následující vztah pro určení θ_m [33]

$$\theta_m = \sqrt{1 - e^{-\pi^2 \cdot Fo}} \quad (68)$$

kde Fo je Fourierovo číslo, které je definované podle rovnice

$$Fo = \frac{4 \cdot a \cdot t}{D_0^2} \quad (69)$$

kde D_0 [m] je průměr kapky na vstupu a t [s] je doba setrvání kapky v teplosměnném objemu kondenzátoru. Jestliže je rozdíl mezi teplotou chladicí vody na vstupu $T_{cw.in}$ a teplotou sytosti páry T_{sat} menší než 100 K, pak lze růst kapek v důsledku kondenzace vlhkosti zanedbat [33]. Doba setrvání kapek t je formulována dle základního fyzikálního vztahu, kdy je uvažováno, že pohyb kapek uvnitř teplosměnného objemu je rovnoměrný přímočarý a kapky se tedy pohybují konstantní rychlostí v . Předpokládá se platnost

$$t = \frac{H}{v} \quad (70)$$

kde H [m] představuje výšku teplosměnného objemu kondenzátoru, na které dochází ke kondenzaci.

4.1.4 Vliv přítomnosti nekondenzujícího plynu na přestup tepla při sdílení tepla kondenzací vodní páry

Při kondenzaci vodní páry ze směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu dochází v důsledku přítomnosti nekondenzujícího plynu ke snížení kapacity kondenzátoru, tj. hmotnosti zkondenzované páry za jednotku času, oproti stavu, kdy by se v prostoru kondenzátoru realizovala kondenzace čisté vodní páry. Tento jev nastává, jelikož na fázovém rozhraní se vyskytuje zvýšená koncentrace nekondenzujícího plynu, což je

příčinou poklesu parciálního tlaku vodní páry na fázovém rozhraní. Jelikož velikost teploty rosného bodu přímo úměrně závisí na velikosti parciálního tlaku vodní páry ve směsi, dochází v důsledku snížení parciálního tlaku páry na fázovém rozhraní ke snížení teploty rosného bodu. Kondenzace tedy reálně nastává při nižší teplotě, než je očekáváno dle objemového zastoupení jednotlivých složek ve směsi [33].

Při výpočtech je možné zohlednit přítomnost nekondenzujícího plynu při kondenzaci pomocí teploty T_{Ph} , což je teplota na fázovém rozhraní mezi kapkou a ochlazovaným plynem, při které se ve skutečnosti kondenzace realizuje. Její hodnotu lze stanovit iteračním výpočtem z formulace Clausiovy-Clapeyronovy rovnice dle Schlündera [33]

$$0 = T_{In} - T_{Ph} + \phi \frac{\Delta h_v}{c_{pg}} \cdot \ln \frac{\tilde{y}_I + \frac{\Delta h_v}{RT_{SV}^2} (T_{SV} - T_{Ph})}{\tilde{y}_I} \quad (71)$$

kde T_{In} = teplota chladicího média na vstupu [K]

ϕ = poměr součinitele přestupu tepla na straně plynu ku součiniteli přestupu tepla na straně kapaliny [1]

Δh_v = výparné teplo pro teplotu sytosti na fázovém rozhraní pro teplotu T_{Ph} [kJ/kg]

c_{pg} = měrná tepelná kapacita vodní páry při konstantním tlaku při teplotě T_{Ph} [kJ/(kg · K)]

\tilde{y}_I = molární zlomek nekondenzujícího plynu [1]

R = měrná univerzální plynová konstanta [J/(kg · K)]

T_{SV} = teplota syté páry v jádru proudu = teplota rosného bodu odvozená na základě parciálních tlaků jednotlivých složek v celém objemu směsi [K]

Veličina ϕ je volena v rozsahu $\phi = (1 \div 2) \cdot 10^{-3}$, jak je doporučeno v dokumentu [33]. Velikost molárního zlomku nekondenzujícího plynu \tilde{y}_I lze vypočítat ze vztahu

$$\tilde{y}_I = \frac{y_I}{y_I + (1 - y_I)M_I/M_g} \quad (72)$$

kde y_I = hmotnostní zlomek nekondenzujícího plynu [1]

M_I = molární hmotnost nekondenzujícího plynu [kg/kmol]

M_g = molární hmotnost vodní páry [kg/kmol]

Chceme-li zohlednit vliv přítomnosti nekondenzujícího plynu při aplikaci modelu kondukce, který je v jeho samostatné formě možné použít pouze, když dochází ke kondenzaci čisté páry, pak je nezbytné při výpočtu střední bezrozměrné teploty θ_m dosazovat za teplotu T_{sat} hodnotu teploty T_{Ph} . Postup aplikace modelu kondukce se zahrnutím vlivu nekondenzujícího plynu je detailněji popsán v následující podkapitole.

4.2 Popis výpočtového modelu pro vyhodnocení přestupu tepla v kondenzátoru

Výpočtový model, který je prezentovaný v této části práce, umožňuje stanovit teplotu směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na výstupu z kondenzátoru $T_{sat.out}$ [°C] a teplotu kondenzátu T_k [°C] ze znalosti následujících veličin: výška teplosměnného objemu H [m], ve kterém se realizuje kondenzace, teplota směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na vstupu do teplosměnného objemu $T_{sat.in}$ [°C], teplota chladicí vody na vstupu do teplosměnného objemu $T_{cw.in}$ [°C], objemový průtok chladicí vody V_{cw} [m³/s], objemový průtok směsi páry a nekondenzujícího plynu V_g [Nm³/h] a objemová koncentrace vodní páry ve směsi na vstupu x_v [Nm³/Nm³_{směsi}].

V tomto odstavci je uveden metodický postup výpočtu výsledných teplot $T_{sat.out}$ a T_k pomocí výpočtového modelu. Jestliže nejsou uvedeny obecné rovnice pro výpočet konkrétní veličiny, pak bylo při jejím stanovení postupováno dle vztahů uvedených ve výpočetní části této práce nebo podle postupu bilančních výpočtů popsaného v kap. 5.5. Tlak uvnitř teplosměnného objemu je uvažován barometrický. Postup výpočtu pomocí výpočtového modelu je následující:

- 1) Provedeme volbu teploty směsi páry a nekondenzujícího plynu na výstupu z teplosměnného objemu $T_{sat.out}$.
- 2) Ze známého objemového průtoku V_g , objemové koncentrace x_v a hustoty vodní páry ρ_v je vypočten hmotnostní průtok páry obsažené ve směsi na vstupu, následně objemový průtok nekondenzujícího plynu, parciální tlak vodní páry a teplota rosného bodu směsi na vstupu. Vypočtená teplota rosného bodu se musí shodovat s naměřenou teplotou směsi na vstupu $T_{sat.in}$. Tím je ověřeno, že je směs páry a nekondenzujícího plynu na vstupu do teplosměnného objemu ve stavu sytosti a jejím ochlazením bude docházet ke kondenzaci vlhkosti.
- 3) Pomocí teploty směsi na výstupu $T_{sat.out}$ (tedy teploty rosného bodu směsi na výstupu) je doložen tlak sytých par parciální tlak vodní páry ve směsi na výstupu a z něho objemový a hmotnostní průtok vodní páry ve směsi na výstupu.
- 4) Úbytek hmotnosti vodní páry ve směsi mezi vstupem a výstupem odpovídá hmotnostnímu toku zkondenzované páry.
- 5) Pro střední teplotu směsi, která je určena jako aritmetický průměr mezi teplotami směsi na vstupu a výstupu, je z tabulek látkových vlastností určeno výparné teplo vodní páry.
- 6) Z hmotnostního toku zkondenzované páry a výparného tepla lze doložit kondenzační výkon Q_k [kW] dle následující rovnice

$$Q_k = \dot{m}_k \cdot (h'' - h') \quad (73)$$

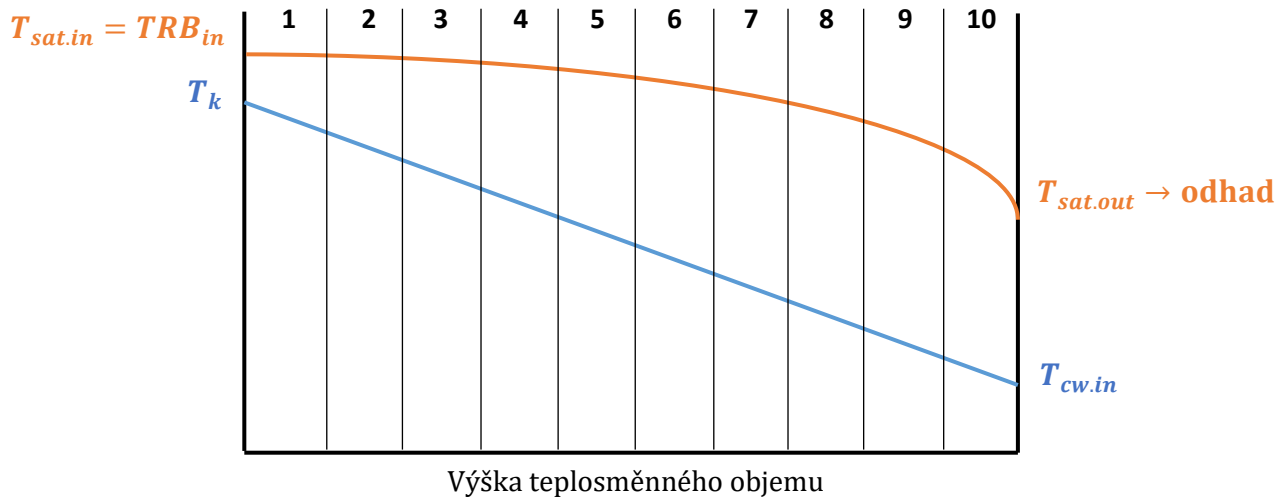
kde \dot{m}_k = hmotnostní tok zkondenzované páry [kg/s]

h'' = entalpie syté páry pro střední teplotu směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu mezi vstupem a výstupem [kJ/kg]

h' = entalpie syté kapaliny pro střední teplotu směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu mezi vstupem a výstupem [kJ/kg]

- 7) Poté je teplosměnný objem rozdělen na 10 sekcí. Předpokládá se, že v každé sekci dojde k předání výkonu stejné velikosti. Velikost výkonu předaného v každé sekci je určena jako desetina z hodnoty kondenzačního výkonu vypočteného v předchozím kroku. Průběhy teplot po výšce teplosměnného objemu rozděleného na 10 sekcí a označení jednotlivých sekcí jsou zřejmé ze schématu uvedeného na obr. 24.
- 8) Na výstupu sekce 1 je zvolena teplota směsi $T_{sat.out.1}$ a je doložen kondenzační výkon v sekci 1 analogickým způsobem jako v bodech 3) až 6).
- 9) Teplota $T_{sat.out.1}$ je iteračně doložena, aby byly hodnoty kondenzačních výkonů na jednu sekci vypočtené v bodech 7) a 8) ekvivalentní.
- 10) Pro všechny následující sekce, tj. sekce 2 až 10, je proveden stejný postup jako v bodech 8) a 9). Teplota směsi $T_{sat.out.(i)}$ na výstupu ze sekce (i) je uvažována jako teplota směsi $T_{sat.in.(i+1)}$ na vstupu do sekce (i+1), kde i je celé číslo, které nabývá hodnot od 1 do 10 \rightarrow nyní jsou známé teploty směsi na vstupu do, resp. výstupu z, každé sekce, a tedy je známá i teplota směsi na výstupu z teplosměnného objemu ($T_{sat.out} = T_{sat.in.11}$).
- 11) Na výstupu chladicí vody ze, resp. vstupu směsi do, sekce 10 je zvolena teplota chladicí vody $T_{cw.out.10}$. Teplota chladicí vody na vstupu je známá ($T_{cw.in} = T_{cw.in.10}$).

Pro obě teploty jsou odečteny entalpie vody a pro střední teplotu vody v sekci, která je určena jako aritmetický průměr teploty chladicí vody na vstupu do a výstupu ze sekce, je z hustoty a známého objemového průtoku určen hmotnostní průtok chladicí vody.



Obr. 24 – Schématické znázornění průběhů teplot na straně chladicí vody a na straně směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu po výšce teplosměnného objemu

- 12) Z hmotnostního průtoku a rozdílu entalpií je určen výkon na straně chladicí vody pro sekci 10 $Q_{cw.10}$ dle obecné rovnice pro i -tou sekci následovně

$$Q_{cw.(i)} = \dot{m}_{cw.(i)} \cdot (h_{cw.out.(i)} - h_{cw.in.(i)}) \quad (74)$$

kde $\dot{m}_{cw.(i)}$ = hmotnostní průtok chladicí vody v sekci (i) [kg/s]
 $h_{cw.out.(i)}$ = entalpie chladicí vody na výstupu ze sekce (i) [kJ/kg_w]
 $h_{cw.in.(i)}$ = entalpie chladicí vody na vstupu do sekce (i) [kJ/kg_w]
 i = celé číslo, které nabývá hodnot od 1 do 10.

- 13) Teplota $T_{cw.out.10}$ je iteračně dopočtena, aby byly hodnoty výkonů na jednu sekci vypočtené v bodech 7) a 12) ekvivalentní.
- 14) Pro všechny následující sekce, tj. sekce 9 až 1, je proveden stejný postup jako v bodech 11) až 13). Teplota vody $T_{cw.out.(i)}$ na výstupu ze sekce (i) je uvažována jako teplota vody $T_{cw.in.(i-1)}$ na vstupu do sekce (i-1), kde i je celé číslo, které nabývá hodnot od 10 do 1 → nyní jsou známé teploty vody na vstupu do, resp. výstupu z, každé sekce, a tedy je známá i teplota kondenzátu na výstupu z teplosměnného objemu ($T_k = T_{cw.out.1}$).
- 15) Z objemového průtoku nekondenzující složky vypočteného v bodě 2) je za použití hustoty nekondenzující složky, která je vždy modelována jako suchý vzduch, vypočten její hmotnostní průtok. Přičtením hmotnostního průtoku páry na vstupu do sekce 1 je stanoven hmotnostní průtok směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na vstupu do sekce 1.
- 16) Hmotnostní zlomek nekondenzujícího plynu $y_{l,1}$ na vstupu do sekce 1 lze spočítat jako podíl hmotnostního průtoku nekondenzujícího plynu a hmotnostního průtoku směsi na vstupu sekce 1 vypočteného v bodě 15).
- 17) S použitím molární hmotnosti vody ($M_w = 18$ kg/kmol) a suchého vzduchu ($M_{VS} = 28,96$ kg/kmol), hmotnostního zlomku nekondenzujícího plynu na vstupu do sekce 1 $y_{l,1}$ vypočteného v bodě 16) je dle rovnice (72) určen molární zlomek nekondenzujícího plynu na vstupu do sekce 1 $\tilde{y}_{l,1}$.

- 18) Teplota rosného bodu směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na vstupu do sekce vypočtená v bodě 2) odpovídá teplotě syté páry v jádru proudu T_{SV} .
- 19) Následně je zvolena hodnota teploty na fázovém rozhraní T_{Ph} .
- 20) Poté je provedena volba hodnoty poměru součinitele přestupu tepla v plynné fázi a součinitele přestupu tepla v kapalně fázi ϕ . Hodnota ϕ je volena dle doporučení v publikaci [33] v rozsahu $\phi = (1 \div 2) \cdot 10^{-3}$.
- 21) Pro teplotu T_{Ph} je z tabulek látkových vlastností odečteno výparné teplo vodní páry a měrná tepelná kapacita vodní páry při konstantním tlaku c_{pg} . Měrná plynová konstanta R [J/(kg · K)] je určena jako podíl univerzální plynové konstanty (8,314 J/(mol · K)) a molární hmotnosti vodní páry ($M_w = 18$ kg/kmol).
- 22) Po dosažení všech veličin do rovnice (71) je iterována hodnota teploty T_{Ph} , dokud není dosažena rovnost pravé a levé strany rovnice.
- 23) Postup stanovení teploty na fázovém rozhraní T_{Ph} popsany v bodech 15) až 22) je aplikován analogicky na sekce 2 až 10 s tím, že hmotnostní průtok směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na vstupu do sekce (i) je stanoven jako součet hmotnostního průtoku vodní páry ve směsi na výstupu sekce (i-1) (ten je vypočten dle postupu v bodě 3) a hmotnostního toku nekondenzujícího plynu (jehož určení je popsáno v bodě 15). Teplota rosného bodu (teplota syté jádra) na vstupu do sekce (i) odpovídá teplotě směsi na výstupu ze sekce (i-1), kde i je celé číslo, které nabývá hodnot od 2 do 10. Hodnota poměru ϕ je volena stejná pro všechny sekce.
- 24) Dále je spočtena bezrozměrná teplota pro každou sekci. Vztah pro bezrozměrnou teplotu $\theta_{m.(i)}$ pro sekci (i) lze analogicky k rovnici (67) v zobecněné podobě formulovat následovně

$$\theta_{m.(i)} = \frac{T_{cw.out.(i)} - T_{cw.out.(i+1)}}{T_{Ph.(i)} - T_{cw.out.(i+1)}} \quad (75)$$

kde i je celé číslo, které nabývá hodnot od 1 do 10 ($T_{cw.out.11} = T_{cw.in}$, tedy teplota chladicí vody, která byla změřena experimentálně).

- 25) Vyjádřením z rovnice (68) lze pomocí $\theta_{m.(i)}$ určit hodnotu Fourierova čísla $Fo_{(i)}$ pro sekci (i), kde i je celé číslo, které nabývá hodnot od 1 do 10.
- 26) Pro teplotu chladicí vody na vstupu do sekce (i), tedy na výstupu ze sekce (i+1), jsou odečteny následující látkové vlastnosti chladicí vody: tepelná vodivost λ , izobarická tepelná kapacita c_p a hustota ρ . Z těchto veličin je pro sekci (i), kde i je celé číslo, které nabývá hodnot od 1 do 10, spočtena teplotní vodivost vody a dle definičního vztahu následovně

$$a = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} \quad (76)$$

- 27) Dle tlaku na vstupu do trysky, který byl pro dané měření nastaven, je z tab. 21 odečten průměr kapek.
- 28) K výpočtu doby setrvání kapky v sekci (i) $t_{(i)}$, kde i je celé číslo, které nabývá hodnot od 1 do 10, je možné použít vyjádření veličiny t z definičního vztahu Fourierova čísla uvedeného v rovnici (69).
- 29) Z naměřeného objemového průtoku chladicí vody V_{cw} a kruhového průřezu ústí trysky S stanoveného ze znalosti průměru ústí trysky lze s použitím rovnice kontinuity vypočítat rychlost v_{cw} , kterou se kapky v teplosměnném objemu pohybují (je předpokládán rovnoměrný přímočarý pohyb). Rychlost kapky je pro sekce 1 až 10 stejná a lze ji vyjádřit následovně

$$v_{cw} = V_{cw}/S \quad (77)$$

30) Jelikož je předpokládán rovnoměrný přímočarý pohyb, pak výšku sekce (i) $H_{(i)}$, ve které se bude realizovat kondenzace lze spočítat takto

$$H_{(i)} = v_{cw} \cdot t_{(i)} \quad (78)$$

kde i je celé číslo, které nabývá hodnot od 1 do 10.

31) Kroky popsané v bodech 24) až 30) jsou aplikovány na všechny sekce.

32) Celkovou výšku teplosměnného objemu je možné stanovit jako sumu výšek sekcí, ve kterých probíhá kondenzace a které jsou spočteny ve všech sekcích dle bodu 30). Platí

$$H_{celková} = \sum_{i=1}^{10} H_{(i)} \quad (79)$$

33) Hodnota $H_{celková}$ se musí rovnat skutečné výšce teplosměnného objemu. Jestliže tomu tak není, je zapotřebí v bodě 1) iteračně volit teplotu směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na výstupu z teplosměnného objemu $T_{sat.out}$ a výpočet opakovat, dokud není dosaženo rovnosti teoreticky dopočtené výšky $H_{celková}$ a skutečné výšky.

34) Ze známého vnitřního průměru kondenzátoru je spočten jeho kruhový průřez. Vynásobením průřezu výškou teplosměnné sekce (i) $H_{(i)}$ je stanoven objem sekce (i) $V_{(i)}$, ve kterém se realizuje kondenzace.

35) Určení středního logaritmického teplotního spádu v sekci (i) $\Delta T_{ln.(i)}$ je provedeno z vypočtených teplot dle obecné rovnice pro sekci (i) následovně

$$\Delta T_{ln.(i)} = \frac{(T_{sat.out.(i-1)} - T_{cw.out.(i)}) - (T_{sat.out.(i)} - T_{cw.out.(i+1)})}{\ln\left(\frac{T_{sat.out.(i-1)} - T_{cw.out.(i)}}{T_{sat.out.(i)} - T_{cw.out.(i+1)}}\right)} \quad (80)$$

kde i je celé číslo, které nabývá hodnot od 1 do 10 ($T_{sat.out.0} = T_{sat.in}$; $T_{cw.out.11} = T_{cw.in}$). Tento způsob stanovení středního logaritmického teplotního spádu byl zvolen kvůli srovnatelnosti výsledků teoretického modelu a výsledků experimentálně změřených, jelikož stejným způsobem byl určován střední logaritmický teplotní spád i při vyhodnocení experimentálních dat.

36) Objemový součinitel přestupu tepla sekce (i) $\alpha_{V.(i)}$ [kW/(m³ · K)] je následně určen podle rovnice

$$\alpha_{V.(i)} = \frac{Q_{cw.(i)}}{V_{(i)} \cdot \Delta T_{ln.(i)}} \quad (81)$$

kde i je celé číslo, které nabývá hodnot od 1 do 10.

37) Průměrný objemový součinitel přestupu tepla celého teplosměnného objemu je možné spočítat na základě následujícího vztahu

$$\overline{\alpha_V} = \frac{\sum_{i=1}^{10} (\alpha_{V.(i)} \cdot V_{(i)})}{V_{celkový}} \quad (82)$$

kde $V_{celkový}$ je celkový teplosměnný objem.

5 Experimentální část

5.1 Úvod a cíle experimentu

Experimentální část se zabývá měřeními prováděnými na sprchovém kondenzátoru spalín, která si kladou za cíl změřit provozní parametry výměníku tepla. Kvantifikace veličin týkajících se přestupu tepla, které lze určit pouze experimentálně, je přínosná zejména při provádění teoretických bilancí sprchových kondenzátorů, popř. směšovacích výměníků obecně. Konkrétně se jedná o koncové teplotní rozdíly mezi médii na výstupu z teplosměnného objemu výměníku a objemový součinitel přestupu tepla. Experimentem má být ověřeno, že hodnoty koncových teplotních spádů mezi médii volené v rámci bilančního výpočtu jsou v praxi dosažitelné. V bilančním výpočtu byly hodnoty voleny, jelikož je nelze dopočítat teoreticky. V rámci experimentů je také sledován vliv aplikace výplně v podobě Raschigových kroužků na koncový teplotní rozdíl médií a objemový součinitel přestupu tepla. Dále je analyzován vliv koncentrace vodní páry v kondenzujícím plynu na proces přestupu tepla v kondenzátoru. Účelem experimentálního měření je také ověřit, že nastává shoda mezi hodnotami veličin, které byly určeny experimentálně, a hodnotami veličin, které byly získány pomocí teoretického výpočtového modelu, který byl popsán v předchozí kapitole.

5.2 Okrajové podmínky měření

Experimentální měření bylo provedeno v laboratořích Ústavu energetiky FS ČVUT. V rámci měření byly odečítány hodnoty jednotlivých měřených veličin po ustálených pětiminutových intervalech. Byly provedeny dva typy uspořádání experimentu.

Při prvním uspořádání měření byl kondenzátor připojen za kotlem se stacionární fluidní vrstvou o výkonu 500 kW. Spalování v kotli probíhalo v oxyfuel režimu a jako palivo byly použity dřevní pelety. Pro vyhodnocení experimentu byly měřeny objemový průtok spalín a objemová koncentrace vodní páry v nich obsažené. Při zapojení kondenzátoru za kotlem s fluidní vrstvou byly provedeny experimenty ve dvou sériích. První série experimentů byla provedena bez umístění výplně v teplosměnném objemu kondenzátoru. Při druhé sérii experimentů byla na mřížku do horní sekce kondenzátoru vložena výplň v podobě skleněných Raschigových kroužků. Použité kroužky měly vnější průměr i výšku 10 mm. Tloušťka stěny kroužků byla 1 mm. Výška vrstvy kroužků činila



Obr. 25 – Výplň v podobě skleněných Raschigových kroužků umístěná v dolní části horní sekce kondenzátoru

12 cm, kroužky tedy zaujímaly v dolní části sekce objem přibližně 3770 cm³. Výplň umístěná v kondenzátoru je uvedena na obr. 25.

Ve druhém uspořádání byl kondenzátor připojen za generátor parovzdušné směsi. Na vstup do kondenzátoru byla přiváděna směs suchého vzduchu a vodní páry při teplotě rosného bodu dané objemovou koncentrací vodní páry ve směsi. Série těchto experimentů byla provedena pouze pro získání většího množství naměřených dat, jelikož provoz generátoru parovzdušné směsi byl lépe regulovatelný a bylo možné měřit širší rozmezí provozních stavů, na rozdíl od provozu fluidního kotle, který měl rozvrh provozu i rozmezí provozních stavů omezené.

5.2.1 Sprchový kondenzátor a použité trysky

Sprchový kondenzátor má válcový tvar, je vyroben z nerezové oceli a pro minimalizaci teplotních ztrát je jeho povrch teplotně izolován. Kondenzátor je složen ze dvou sekcí. V horní části každé sekce je uprostřed průřezu umístěná tryska pro rozstřík chladicí vody. V dolní části obou sekcí je umístěn odtok sloužící k odvodu kondenzátu. Každá sekce tedy může být provozována samostatně a kondenzátor je konfigurovatelný. Sekce jsou vzájemně odděleny patrem s kloboučky, které umožňují průchod spalin ze spodní do horní sekce, ale zamezují průchodu kondenzátu z horní sekce do spodní. Nad patrem s kloboučky je umístěna mřížka s čtvercovými oky, která zabraňuje propadu výplně na dno sekce. Vnitřní průměr kondenzátoru činí 200 mm. Výška teplosměnného objemu v dolní, resp. horní sekci, činí 560 mm, resp. 460 mm. Kondenzátor je v průběhu



Obr. 26 – Spalinový kondenzátor osazený měřením teploty a tlaku použitý při experimentech (konfigurace s oběma sekcemi – horní sekce o výšce 460 mm a dolní sekce o výšce 560 mm)

experimentů vždy provozován v protiproudém zapojení. Kondenzátor použitý při experimentech je uveden na obr. 26.

Rozstřík sprchové vody je prováděn tryskou, která zajišťuje axiální typ rozstříku s plným kuželem. Použití této trysky je vhodné, jelikož proud kapaliny je v podobě kapek rovnoměrně distribuován do celého průřezu sekce kondenzátoru. Vzhledem k očekávaným hodnotám měřených veličin byla při experimentech použita tryska 490.403.1Y.CA od firmy Lechler. Tryska je vyrobena z nerezové austenitické oceli 1.4404, úhel rozstříku činí 45°.

Pro vzájemné srovnání provozních stavů kondenzátoru a pro použití teoretického modelu je nezbytná znalost velikosti kapek kapaliny rozstříkované tryskou. Výpočtové velikosti kapek byly stanoveny v dřívějších experimentech prováděných v laboratořích Ústavu energetiky FS ČVUT a jejich hodnoty byly odečteny z dokumentu [34]. Výpočtová velikost kapek je uvedena jako průměrná hodnota za měřený úsek Sauterova průměru v závislosti na tlaku chladicí vody na vstupu do trysky v tab. 21. Sauterův průměr je definován jako průměr kapky, která disponuje stejnou hodnotou poměru jejího objemu ku jejímu povrchu, jako je poměr objemu všech kapek vůči jejich celkovému povrchu.

Tab. 21 – Výpočtové průměry kapek v závislosti na tlaku chladicí vody na vstupu do trysky

Tlak [bar]	Výpočtový průměr [μm]
2	280
3	250
4	215

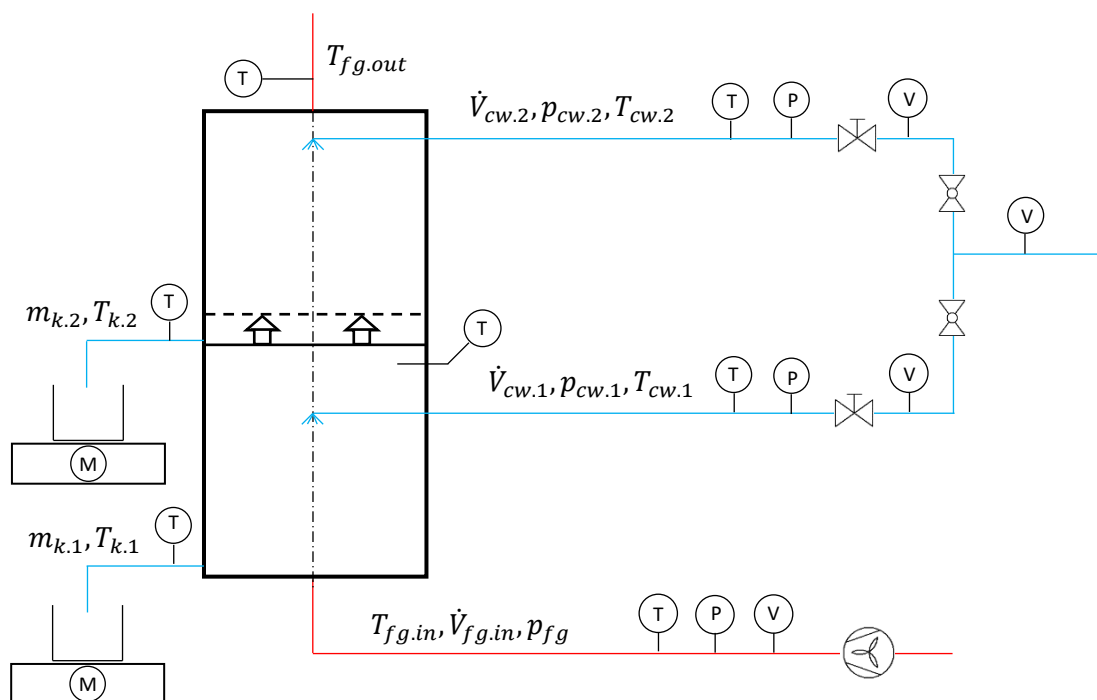
5.2.2 Uspořádání experimentu při zapojení kondenzátoru za fluidním kotlem

Jako chladicí voda slouží voda přiváděná z vodovodního řadu. Před rozdělením proudu do dvou větví je měřen celkový objemový průtok zkalibrovaným indukčním průtokoměrem ELIS. Proud vody se následně dělí do dvou větví, přičemž každá větev obsahuje kulový ventil, turbínkový průtokoměr B-Meters GSD8 1/2" s pulzním výstupem (0,029 l/pulz) pro ověření velikosti objemového průtoku větví, ruční regulační armaturu pro nastavení tlaku na vstupu do trysky, měření tlaku manometrem a měření teploty. Přívodní větve chladicí vody jsou zaústěny do horní a dolní sekce sprchového kondenzátoru. Na patě horní i dolní sekce kondenzátoru je umístěn odtok pro odvod kondenzátu z příslušné sekce. Každý odtok je osazen měřením teploty. Kondenzát se během časového intervalu měření shromažďuje do uzavíratelné nádoby. Po uplynutí časového intervalu je nádoba s kondenzátem zvážena na zkalibrované digitální váze s dílkem 1 g (chyba měření je menší než 0,5 %).

Spaliny jsou přiváděny do spodní části kondenzátoru. V dolní sekci kondenzátoru nastává jejich podchlazení na teplotu rosného bodu a ze spalin začíná kondenzovat vlhkost. V horní sekci se už realizuje pouze kondenzace vlhkosti ze spalin. Hodnoty objemového průtoku spalin a objemové koncentrace vodní páry ve spalinách byly poskytnuty skupinou, která prováděla měření na fluidním kotli paralelně s měřením na spalinovém kondenzátoru. Na začátku a konci každé sekce je umístěno měření teploty spalin.

Všechna měření teploty na straně chladicí vody i na straně spalin jsou prováděna pomocí termočlánků typu T. Veškerá měřená data byla snímána do měřicí stanice Graphtec GL240. Schématické znázornění zapojení měřicí aparatury je uvedeno na obr. 27. Písmeno T symbolizuje měření teploty, písmeno P měření tlaku, písmeno

V měření objemového průtoku a písmeno M měření hmotnosti. Index „cw“ značí veličiny vztažené k proudu chladicí vody, index „fg“ veličiny týkající se proudu spalin a index „k“ veličiny spojené s proudem kondenzátu. Červená barva značí cestu spalin a modrá cestu chladicí vody a kondenzátu. Silnou čárkovanou čarou je v kondenzátoru naznačena mřížka pro umístění výplně.



Obr. 27 – Schématické znázornění jednotlivých proudů médií, měřených veličin a umístění měřících přístrojů pro sérii experimentů prováděnou při připojení kondenzátoru za kotlem se stacionární fluidní vrstvou

5.2.3 Uspořádání experimentu při zapojení kondenzátoru za generátorem parovzdušné směsi

Při zapojení kondenzátoru za generátorem parovzdušné směsi uvedeným na obr. 28 bylo uspořádání měřící aparatury na straně chladicí vody, pro měření hmotnosti kondenzátu a teploty parovzdušné směsi shodné jako při zapojení kondenzátoru za kotlem s fluidní vrstvou (obr. 27). Při těchto experimentech však byla použita pouze spodní sekce kondenzátoru o výšce teplosměnného objemu 560 mm, jelikož nebylo zapotřebí parovzdušnou směs podchlazovat, ale realizovala se rovnou kondenzace vodní



Obr. 28 – Generátor parovzdušné směsi použitý při experimentech. Výstup nad nádobou v pravé horní části fotografie byl připojen ke kondenzátoru spalin.

páry. Objemový průtok suchého vzduchu před smíšením s vodní parou byl měřen pomocí Prandtlovy sondy. V teplosměnném objemu kondenzátoru nebyla použita výplň.

5.3 Hodnoty naměřených veličin při zapojení kondenzátoru za fluidním kotlem

Hodnoty veličin naměřené v dolní sekci kondenzátoru (podchlazení + kondenzace) při zapojení kondenzátoru za fluidním kotlem jsou shrnuty v tab. 22 a 23. Měření v tab. 22 označená číslicemi jsou měření, při kterých v horní sekci kondenzátoru nebyla použita výplň. Měření v tab. 23 označená písmeny jsou měření, při kterých byla v horní sekci použita výplň v podobě skleněných Raschigových kroužků, které jsou specifikovány v kap. 5.2.

Tab. 22 – Tabulka hodnot měřených veličin pro dolní sekci kondenzátoru, ve které se realizuje podchlazení spalin na teplotu rosného bodu a následně kondenzace. Sada měření bez použití výplně v horní sekci.

	měření	1	2	3	4	5	6	7
tlak na vstupu do trysky	bar	4	2	2	2	2	2	2
výška teplosměnného objemu	m	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
objemový průtok chl. vody	l/min	1,26	0,95	0,90	0,90	0,93	0,93	0,93
hmotnost nádoby na kondenzát	kg	0,421	0,421	0,421	0,421	0,421	0,421	0,421
hmotnost kondenzátu a nádoby	kg/5 min	5,917	3,749	4,104	4,542	4,508	4,424	4,559
čas měření	min	5	5	5	5	5	5	5
teplota vody - vstup	°C	14,9	15,4	15,3	15,3	15,3	15,3	16,0
teplota spalin - vstup	°C	159,9	154,0	150,1	148,9	147,3	145,9	144,3
teplota vody - výstup	°C	71,4	72,2	71,8	71,8	71,0	71,5	72,2
teplota spalin - výstup	°C	69,2	72,5	74,0	71,1	70,5	71,0	71,4
obj. průtok spalin - vstup	Nm ³ /h	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0
obj. podíl páry ve spalinách - vstup	%	34,5	35,7	35,2	35,2	34,1	34,7	35,8

Tab. 23 - Tabulka hodnot měřených veličin pro dolní sekci kondenzátoru, ve které se realizuje podchlazení spalin na teplotu rosného bodu a následně kondenzace. Sada měření s použitím výplně v horní sekci.

	měření	A	B	C	D
tlak na vstupu do trysky	bar	2	2	2	2
výška teplosměnného objemu	m	0,56	0,56	0,56	0,56
objemový průtok chl. vody	l/min	0,96	0,96	0,96	0,96
hmotnost nádoby na kondenzát	kg	0,421	0,421	0,421	0,421
hmotnost kondenzátu a nádoby	kg/5 min	5,021	4,956	4,912	4,922
čas měření	min	5	5	5	5
teplota vody - vstup	°C	15,1	15,1	14,8	14,7
teplota spalin - vstup	°C	134,7	137,0	137,6	137,4
teplota vody - výstup	°C	69,8	69,8	69,7	69,3
teplota spalin - výstup	°C	68,6	68,7	68,7	68,4
obj. průtok spalin - vstup	Nm ³ /h	70,0	70,0	70,0	70,0
obj. podíl páry ve spalinách - vstup	%	32,2	32,3	32,1	31,7

Hodnoty veličin naměřené v horní sekci kondenzátoru, kde probíhala pouze kondenzace, jsou uvedeny v tab. 24 a 25. Objemový průtok spalin a objemový podíl páry ve spalinách na vstupu do horní sekce byl určen bilančními výpočty z veličin naměřených v dolní sekci postupem popsáním v kap. 5.5.

Tab. 24 - Tabulka hodnot měřených veličin pro horní sekci kondenzátoru, ve které se realizuje pouze kondenzace spalin. Sada měření bez použití výplně v horní sekci.

	měření	1	2	3	4	5	6	7
tlak na vstupu do trysky	bar	4	4	4	4	4	3	2
výška teplosměnného objemu	m	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46
objemový průtok chl. vody	l/min	1,25	1,26	1,26	1,25	1,27	1,11	0,90
hmotnost nádoby na kondenzát	kg	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627	0,627
hmotnost kondenzátu a nádoby	kg/5 min	7,956	7,913	8,048	7,874	7,972	7,106	5,841
čas měření	min	5	5	5	5	5	5	5
teplota vody - vstup	°C	15,0	15,3	15,3	15,3	15,2	15,4	16,2
teplota spalin - vstup	°C	69,2	72,5	74,0	71,1	70,5	71,0	71,4
teplota vody - výstup	°C	63,4	67,0	65,8	65,8	64,9	66,6	68,4
teplota spalin - výstup	°C	60,5	63,6	62,4	62,5	61,6	63,4	65,1

Tab. 25 - Tabulka hodnot měřených veličin pro horní sekci kondenzátoru, ve které se realizuje pouze kondenzace spalin. Sada měření s použitím výplně v horní sekci.

	měření	A	B	C	D
tlak na vstupu do trysky	bar	2	2	3	4
výška teplosměnného objemu	m	0,46	0,46	0,46	0,46
objemový průtok chl. vody	l/min	0,92	0,91	1,17	1,29
hmotnost nádoby na kondenzát	kg	0,627	0,627	0,627	0,627
hmotnost kondenzátu a nádoby	kg/5 min	5,818	5,777	7,222	7,902
čas měření	min	5	5	5	5
teplota vody - vstup	°C	15,5	15,4	14,9	14,8
teplota spalin - vstup	°C	68,6	68,7	68,7	68,4
teplota vody - výstup	°C	67,8	68,0	67,1	65,9
teplota spalin - výstup	°C	61,1	61,4	59,0	57,2

5.4 Veličiny naměřené při zapojení kondenzátoru za generátorem parovzdušné směsi

Hodnoty veličin naměřené při tomto zapojení kondenzátoru jsou uvedeny v tab. 26. Při všech měřených stavech byla pára v parovzdušné směsi na mezi sytosti. Odečty měřených veličin v ustáleném stavu se prováděly po pětiminutových intervalech.

Tab. 26 - Tabulka hodnot měřených veličin pro sekci kondenzátoru, ve které se realizuje pouze kondenzace parovzdušné směsi. Sada měření bez použití výplně v sekci.

	měření	1	2	3	4	5	6	7
tlak na vstupu do trysky	bar	2	2	3	4	2	3	4
výška teplosměnného objemu	m	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
objemový průtok chl. vody	l/min	0,957	0,934	1,218	1,327	0,938	1,188	1,317
hmotnost nádoby na kondenzát	kg	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055	1,055
hmotnost kondenzátu a nádoby	kg/5 min	6,018	5,926	7,326	7,9	6,209	7,472	8,209
teplota vody - vstup	°C	17,0	17,2	17,2	17,2	17,3	17,4	17,1
teplota spalin - vstup	°C	76,3	75,7	75,4	75,4	78,7	78,7	78,7
teplota vody - výstup	°C	44,3	44,4	38,6	37,6	73,2	71,7	68,5
teplota spalin - výstup	°C	39,9	40,0	36,0	34,9	63,0	60,4	57,1
objemový průtok suchého vzduchu	Nm ³ /h	5	5	5	5	15	15	15

5.5 Vyhodnocení experimentálně naměřených hodnot

Součástí vyhodnocení experimentálně naměřených hodnot veličin jsou bilanční výpočty, a to jak hmotnostní, tak energetické. Výsledky hmotnostních bilančních výpočtů poskytují informace o objemových a hmotnostních tocích, o objemových koncentracích jednotlivých složek směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na vstupu a na výstupu z teplosměnného objemu, o hmotnostním toku zkondenzované páry a obecně o toku hmoty uvnitř teplosměnného objemu. Výsledky energetických bilančních výpočtů podávají vědomosti o entalpiích médií na vstupu a na výstupu z teplosměnného objemu, o předaném výkonu a obecně o toku energie v rámci teplosměnného objemu.

Hmotnostní bilance je pro data naměřená při zapojení kondenzátoru za fluidním kotlem prováděna pro spodní i horní sekci kondenzátoru následovně. Objemový průtok vodní páry obsažené ve směsi na vstupu lze určit jako součin objemové koncentrace vodní páry ve spalinách a objemového průtoku spalin na vstupu. Objemový průtok suchých spalin je stanoven odečtením objemového průtoku vodní páry od objemového průtoku spalin. Hmotnostní průtok vodní páry lze stanovit součinem objemového průtoku vodní páry a její hustoty. Parciální tlak vodní páry na vstupu lze pro spaliny stanovit dle rovnice (16). Teplota rosného bodu spalin na vstupu je poté určena dle rovnice (17). Parciální tlak vodní páry na výstupu je určen z výstupní teploty spalin dle rovnice (26) za předpokladu, že spaliny na výstupu ze sekce jsou ve stavu nasycení. Objemový průtok páry na výstupu je určen dle rovnice (27). Hmotnostní průtok zkondenzované páry je pak určen z rovnic (28) a (29). Objemový průtok spalin na výstupu je určen dle rovnice (30). Objemový podíl páry na výstupu ze sekce je určen jako podíl objemového průtoku páry na výstupu ku objemovému průtoku spalin na výstupu.

Pro data naměřená při zapojení kondenzátoru za generátorem parovzdušné směsi je vyhodnocení velmi obdobné jako v případě měření se spalinami a vztahy uvedené ve výpočetní části této práce jsou pro jejich vyhodnocení dostačující.

Měřený hmotnostní průtok zkondenzované páry je obecně určen odečtem hmotnosti chladicí vody (ta je známa z objemového průtoku a hustoty odečtené z tabulek pro střední teplotu vody), která je během 5 minut přiváděna do teplosměnného objemu, od hmotnosti kondenzátu, který je za 5 minut odebrán.

Energetická bilance probíhá pro obě série měření shodně, avšak na straně zkondenzované páry se provádí při měření za fluidním kotlem pouze pro horní sekci, ve které probíhá jen kondenzace. Na straně zkondenzované páry je bilancí umožněno stanovit kondenzační výkon Q_k [kW] pomocí rovnice (73).

Pro vyhodnocení předaného výkonu a objemového součinitele přestupu tepla byla použita energetická bilance na straně vody, která je z hlediska odchylek měření přesnější oproti měření na straně kondenzátu, jelikož při nepřímém určování veličin neobsahuje bilance na straně vody tolik kroků jako bilance na straně kondenzátu. Výkon Q_{cw} [kW] spotřebovaný pro ohřev chladicí vody lze vypočítat takto

$$Q_{cw} = \dot{m}_{cw} \cdot (h_{cw.out} - h_{cw.in}) \quad (83)$$

kde \dot{m}_{cw} = hmotnostní tok chladicí vody [kg/s]

$h_{cw.in}$ = entalpie chladicí vody pro teplotu na vstupu do teplosměnného objemu a barometrický tlak [kJ/kg]

$h_{cw.out}$ = entalpie chladicí vody pro teplotu na výstupu z teplosměnného objemu a barometrický tlak [kJ/kg]

Objemový součinitel přestupu tepla α_V [kW/(m³·K)] je vyhodnocen pomocí následujícího vztahu

$$\alpha_V = \frac{Q_{cw}}{V_{celkový} \cdot \Delta T_{ln}} \quad (84)$$

kde $V_{celkový}$ = celkový objem teplosměnné sekce určený jako objem válce, jehož průměr je vnitřní průměr kondenzátoru a výška je vertikální vzdálenost ústí trysky od vstupu ve spodní části sekce [m³]

ΔT_{ln} = střední teplotní logaritmický spád [K]

Střední teplotní logaritmický spád lze pro kondenzátor formulovat např. takto

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{sat.in} - T_k) - (T_{sat.out} - T_{cw.in})}{\ln\left(\frac{T_{sat.in} - T_k}{T_{sat.out} - T_{cw.in}}\right)} \quad (85)$$

kde $T_{sat.in}$ = teplota směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na vstupu [K]

$T_{sat.out}$ = teplota směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na výstupu [K]

T_k = teplota kondenzátu na výstupu [K]

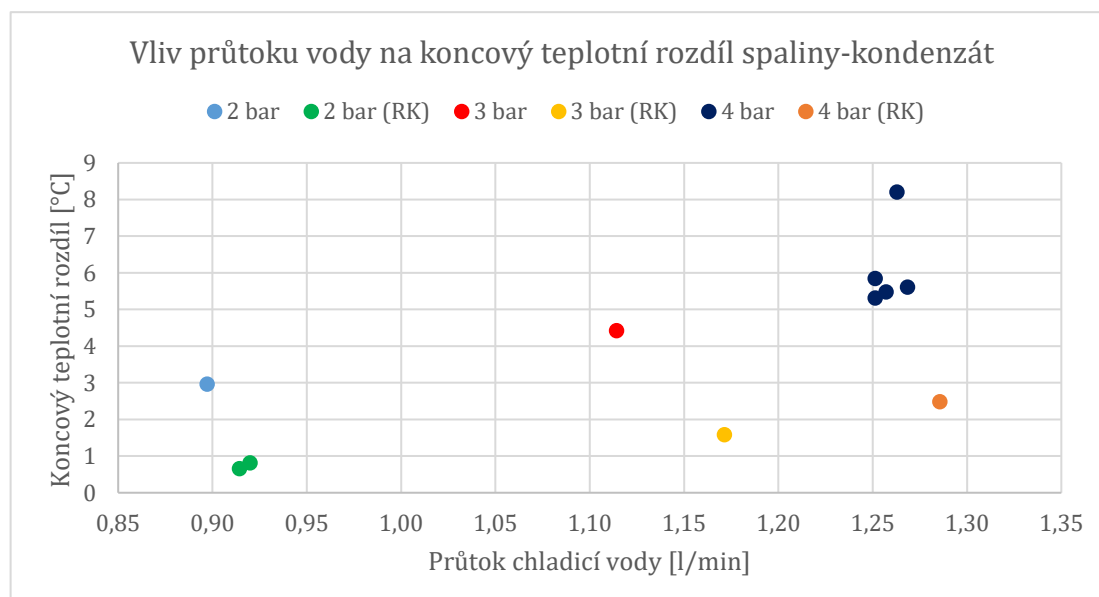
$T_{cw.in}$ = teplota chladicí vody na vstupu [K],

5.6 Výsledky experimentálního měření

Výsledky experimentálního měření jsou prezentovány ve formě grafických závislostí. Vzájemně jsou konfrontována měření bez aplikace výplně z Raschigových kroužků popsaných v kap. 5.2 a měření s aplikací výplně. Dále jsou vyhodnoceny procentuální poklesy či přírůstky koncového teplotního rozdílu médií a objemového součinitele přestupu tepla pro případy, kdy je výplň použita ve srovnání s případy bez výplně. Poté je ověřeno, že velikost koncového teplotního rozdílu, která byla volena v rámci výpočetní části práce, je v praxi dosažitelná. Následně je také sledován vliv přítomnosti nekondenzujícího plynu na proces přestupu tepla uvnitř kondenzátoru. Při všech vyhodnoceních je zároveň sledován vliv velikosti kapek chladicí vody.

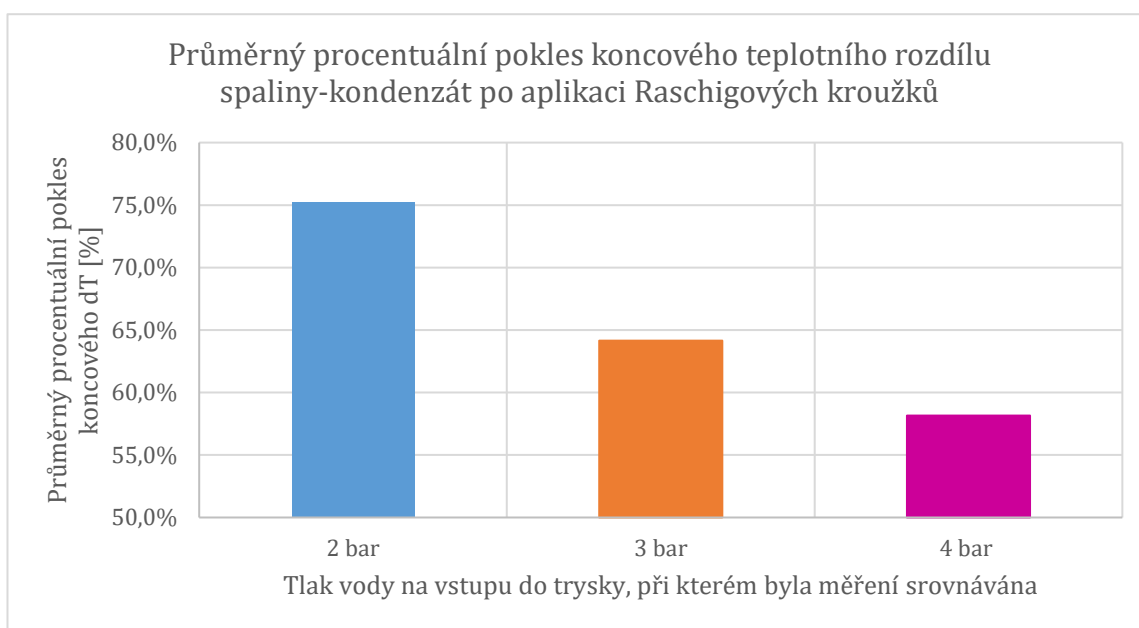
5.6.1 Vliv aplikace výplně na koncový teplotní rozdíl mezi médii, výkon předaný chladicí vodě a objemový součinitel přestupu tepla - měření za fluidním kotlem

Na obr. 29 je uvedena závislost koncového teplotního rozdílu mezi spaliny a kondenzátem na průtoku chladicí vody. Tlakové hladiny uvedené v legendě udávají

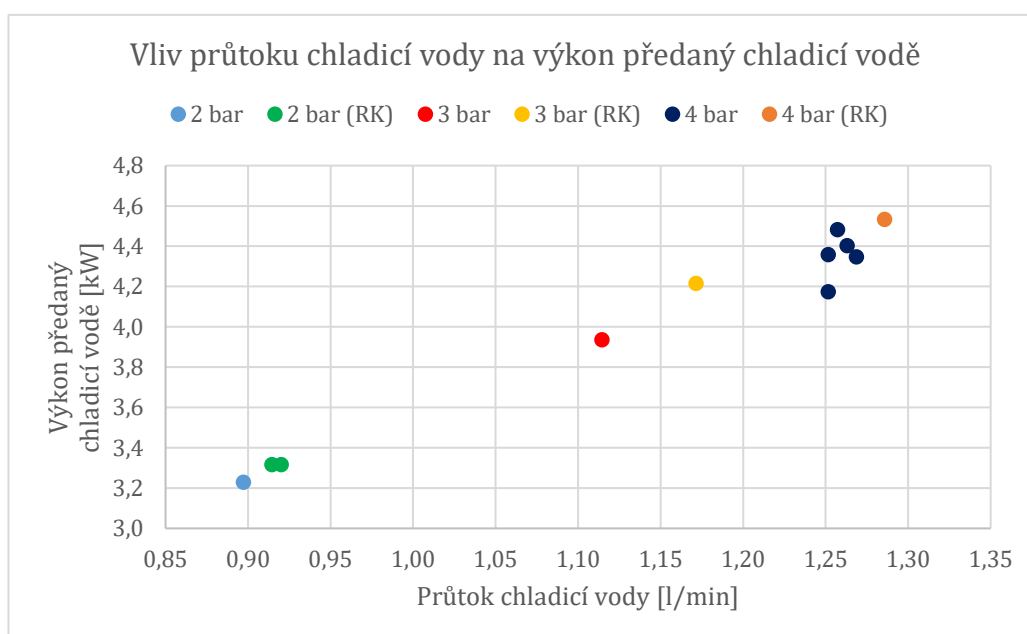


Obr. 29 – Závislost koncového teplotního rozdílu mezi spaliny a kondenzátem na průtoku chladicí vody

velikost tlaku chladicí vody na vstupu do trysky, a tedy udávají velikost kapek dle tab. 21. Z funkční závislosti je zřejmé, že čím větší je objemový průtok chladicí vody, tím větší je koncový teplotní rozdíl médií. To platí pro měření bez výplně i s ní. Objemový průtok je přímo úměrně závislý na tlaku v trysce, jak je zřejmé z tab. 24 a 25. Ve funkční závislosti je zřejmý vliv Raschigových kroužků na koncový teplotní rozdíl, který se s jejich použitím výrazně zmenšuje (viz datové řady se zkratkou RK uvedenu u tlakových hladin v legendě). Na obr. 30 je v podobě sloupcového grafu uveden průměrný procentuální pokles koncového teplotního rozdílu po aplikaci výplně oproti případu bez výplně pro jednotlivé tlakové úrovně chladicí vody na vstupu do trysky. Platí, že s klesající hodnotou průměru kapek, tj. s klesajícím tlakem vody na vstupu do trysky, resp. rostoucím průtokem chladicí vody, má průměrný procentuální pokles koncového teplotního rozdílu klesající charakter. Pro všechna sledovaná měření je průměrný procentuální pokles velikosti koncového teplotního rozdílu po aplikaci Raschigových kroužků vyšší než 55 %.



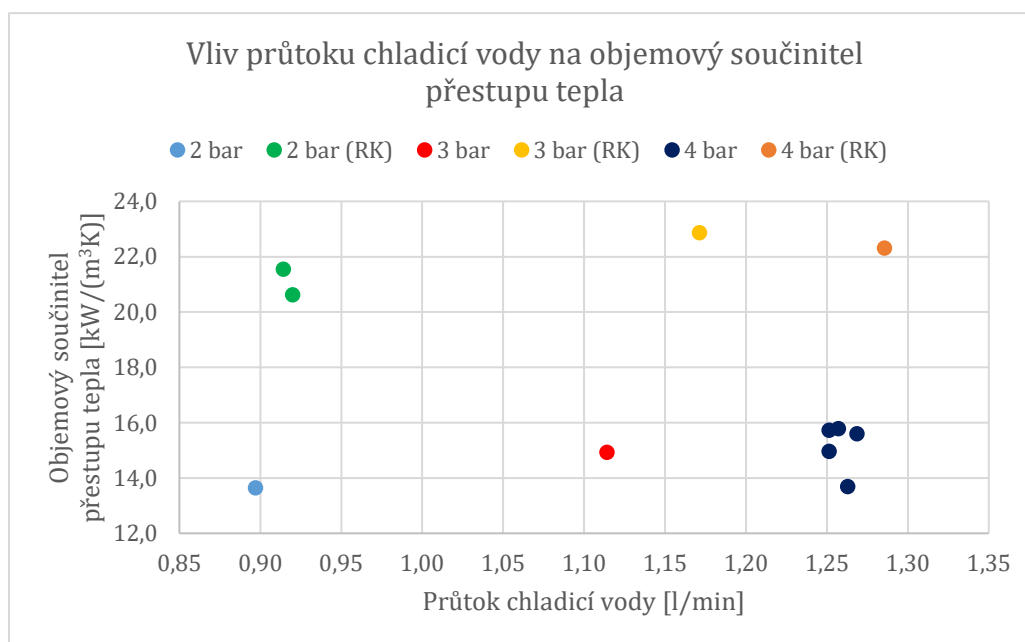
Obr. 30 – Grafické znázornění průměrného procentuálního poklesu koncového teplotního rozdílu spaliny-kondenzát po aplikaci výplně oproti případu bez výplně



Obr. 31 - Závislost výkonu předaného chladicí vodě na průtoku chladicí vody

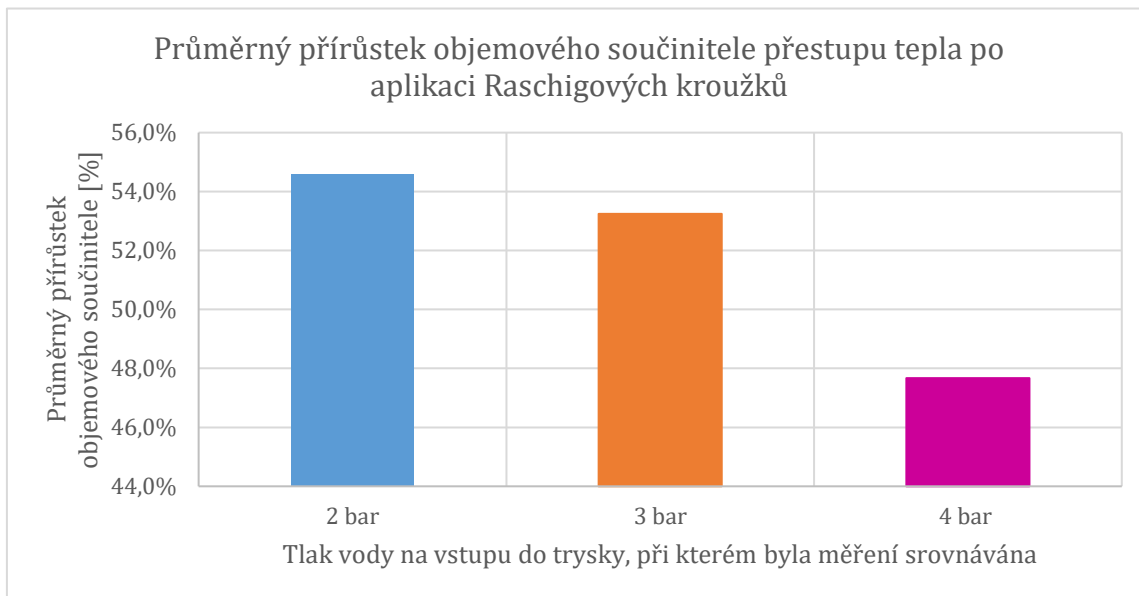
Na obr. 31 je znázorněna funkční závislost výkonu předaného chladicí vodě na průtoku chladicí vody a na velikosti kapek (tlaku vody na vstupu do trysky). Výkon předaný chladicí vodě je závislý na průtoku chladicí vody přímo úměrně. Tlak na vstupu do trysky je jediným z vynášených parametrů, na kterém je výkon předaný chladicí vodě vlastně závislý, jelikož průtok chladicí vody je závislý na tlaku v trysce přímo úměrně (jak je zřejmé z tab. 24 a 25), tedy roste-li tlak, roste i průtok a výkon. Výrazný vliv Raschigových kroužků zde není pozorován (viz datové řady se zkratkou RK uvedenu u tlakových hladin v legendě), jelikož aplikací Raschigových kroužků se sníží koncové teplotní rozdíly mezi médii, sníží se tedy střední logaritmický teplotní spád, ale zároveň se zvýší objemový součinitel přestupu tepla, jak je vidět v závislosti na obr. 32. Změny se přibližně kompenzují, a tedy není vliv Raschigových kroužků v tomto případě pozorován.

V grafickém znázornění na obr. 32 je uvedena funkční závislost objemového součinitele přestupu tepla na průtoku chladicí vody. Tlakové hladiny uvedené v legendě udávají velikost tlaku chladicí vody na vstupu do trysky, a tedy velikost kapek chladicí vody dle tab. 21. Zkratka RK uvedená u tlakových hladin značí měření, kdy byla použita výplň z Raschigových kroužků. Objemový součinitel přestupu tepla roste s přibývajícím objemovým průtokem chladicí vody pouze velmi mírně. Na druhou stranu lze však pozorovat velký vliv Raschigových kroužků, jejichž aplikace zajistí významný nárůst objemového součinitele přestupu tepla. Bez použití výplně bylo dosahováno hodnoty objemového součinitele přestupu tepla asi $15 \text{ kW}/(\text{m}^3\text{K})$, kdežto s výplní byla hodnota asi $22 \text{ kW}/(\text{m}^3\text{K})$.



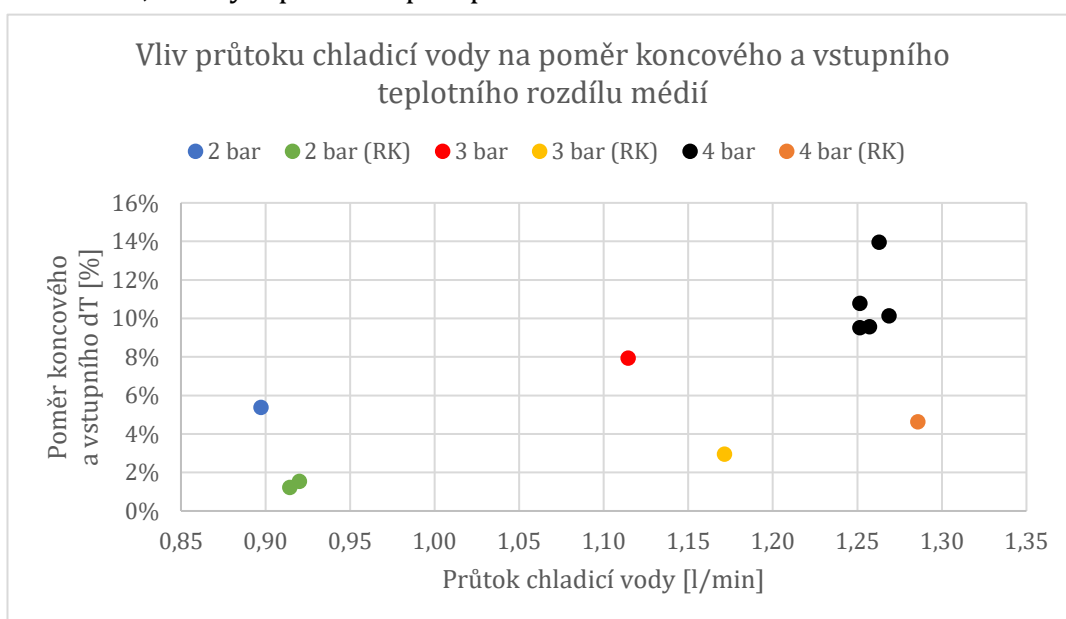
Obr. 32 - Závislost objemového součinitele přestupu tepla na průtoku chladicí vody

Přínos Raschigových kroužků je zřetelný ze sloupcového grafu na obr. 33, kde jsou pro jednotlivé tlakové úrovně chladicí vody na vstupu do trysky znázorněny průměrné procentuální přírůstky součinitele přestupu tepla. Průměrný přírůstek objemového součinitele přestupu tepla má pro všechna srovnání hodnotu nejméně 46 %. S rostoucí hodnotou tlakové hladiny chladicí vody na vstupu do trysky, tedy se zmenšující se velikostí kapek, dochází k poklesu přírůstku objemového součinitele přestupu tepla po aplikaci výplně.



Obr. 33 – Průměrný procentuální přírůstek objemového součinitele přestupu tepla po aplikaci výplně oproti případu bez výplně

Aby byla ověřena vhodná volba hodnoty koncového teplotního rozdílu médií použitá ve výpočetní části této práce, tak byla vynesena funkční závislost uvedená na obr. 34, která uvádí poměr koncového teplotního rozdílu médií ku počátečnímu teplotnímu rozdílu médií v závislosti na průtoku chladicí vody. Tlakové hladiny uvedené v legendě udávají velikost tlaku chladicí vody na vstupu do trysky, a tedy velikost kapek chladicí vody dle tab. 21. Zkratka RK uvedená u tlakových hladin značí měření, kdy byla použita výplň z Raschigových kroužků. V rámci bilančního výpočtu byla volena hodnota poměru koncového ku počátečnímu teplotnímu rozdílu 10 %. Tato hodnota je zcela jistě dosažitelná zejména v případě, že jsou aplikovány Raschigovy kroužky, které pro měřené stavy uvedené v tab. 25 zajistí hodnotu poměru teplotních rozdílů do 5 %. Z toho vyplývá, že chladicí vodu v kondenzátoru by při aplikaci výplně bylo možné ohřát na vyšší teplotu, a tedy by bylo možné ohřát na vyšší teplotu i spalovací vzduch ve zvlhčovači, což by se v závislosti na hodnotě χ_v mohlo pozitivně projevit na úspoře paliva. Pokud by byl za kondenzátorem zapojen výměník tepla pro CZT, pak by mohlo být dodáváno teplo na vyšší teplotní úrovni, než bylo původně předpokládáno.

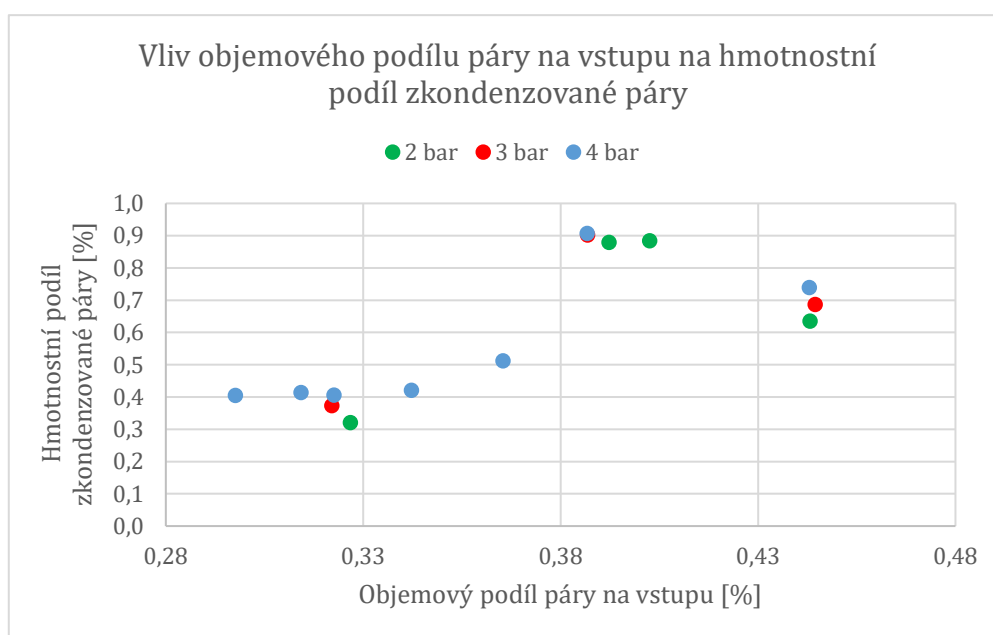


Obr. 34 - Závislost poměru koncového a počátečního teplotního rozdílu médií na průtoku chladicí vody

5.6.2 Důsledky experimentálně naměřených závislostí na výpočtový model – vliv nekondenzujícího plynu na přestup tepla

Hodnoty výkonu a objemového součinitele přestupu tepla vyhodnocené v předchozí podkapitole z naměřených hodnot uvedených v tab. 24 byly srovnávány s výsledky získanými aplikací výpočtového modelu popsaného v kap. 4.2. Veškeré potřebné vstupní veličiny byly stanoveny experimentálním měřením nebo byly poskytnuty skupinou provádějící paralelně měření na fluidním kotli. Teplosměnný objem, ve kterém se realizovala kondenzace, měl výšku 460 mm a byl kruhového průřezu o průměru 200 mm. Jak je zřejmé z rovnice (71), v rámci výpočtu byla volena hodnota poměru součinitele přestupu tepla na straně plynu ku součiniteli přestupu tepla na straně kapaliny ϕ , která má, jak bylo při vyhodnocení zjištěno, velký vliv na konečný výsledek. Doporučovaný rozsah $\phi = (1 \div 2) \cdot 10^{-3}$, ve kterém byla hodnota ϕ volena, je uveden v dokumentu [33]. Při použití doporučovaných hodnot ϕ došlo pro všechna měření se spalinami uvedená v tab. 24 a pro měření s parovzdušnou směsí označená v tab. 26 čísly 5 až 7 k významné neshodě mezi výsledky z výpočtového modelu a výsledky experimentů, přičemž nebyl viditelný jasný trend. Volená hodnota ϕ byla upravena na základě následujících zákonitostí zjištěných z výsledků experimentů.

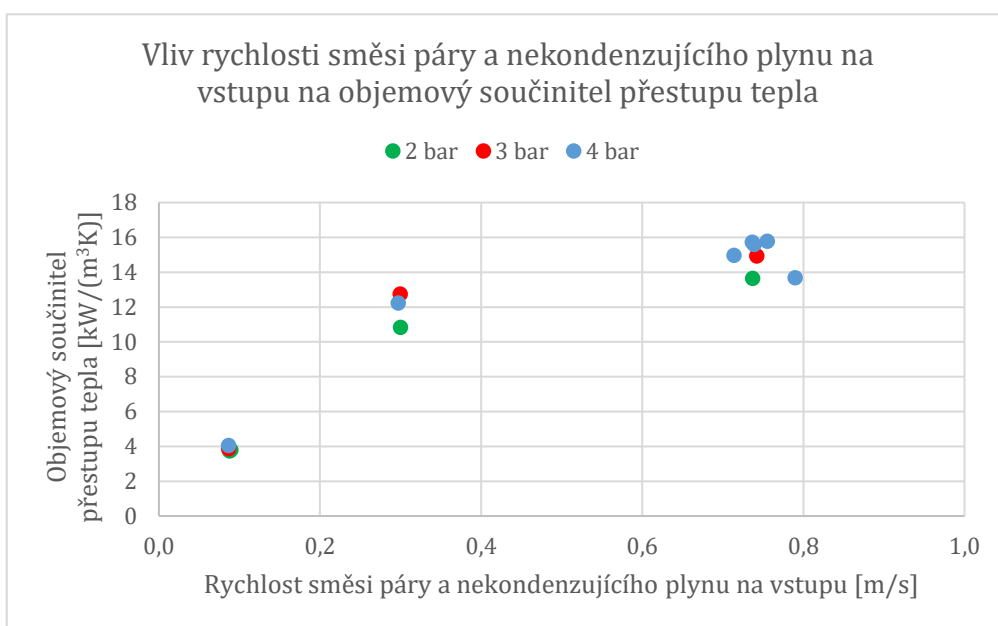
Při experimentech, kdy byla v kondenzátoru kondenzována vodní pára ze spalin i při experimentech, kdy byla v kondenzátoru použita parovzdušná směs, bylo zjištěno, že hmotnostní podíl zkondenzované páry (tj. podíl hmotnosti páry, která zkondenzovala, ku hmotnosti páry, která byla ve směsi obsažena na vstupu) závisí na objemovém podílu vodní páry ve směsi na vstupu do teplosměnného objemu. Na obr. 35 je tato funkční závislost vyobrazena. Lze konstatovat, že s rostoucím objemovým podílem páry na vstupu narůstá hmotnostní podíl zkondenzované páry, ačkoliv přímá úměrnost zcela neplatí. Vyšší objemový podíl páry ve směsi na vstupu znamená, že nekondenzující plyn je přítomen v menší objemové koncentraci. Na fázovém rozhraní se koncentruje méně nekondenzujícího plynu a kondenzace na fázovém rozhraní probíhá při vyšší teplotě sytosti, jak je popsáno v kap. 4.1.4. V důsledku toho je hmotnostní podíl zkondenzované páry vyšší při vyšších objemových koncentracích vodní páry ve směsi na vstupu. Nižší koncentrace nekondenzujícího plynu se také projevuje vyššími hodnotami objemového součinitele přestupu tepla. Dále lze na obr. 35 pozorovat, že pro konkrétní hodnotu objemového podílu páry ve směsi na vstupu roste hmotnostní podíl zkondenzované páry



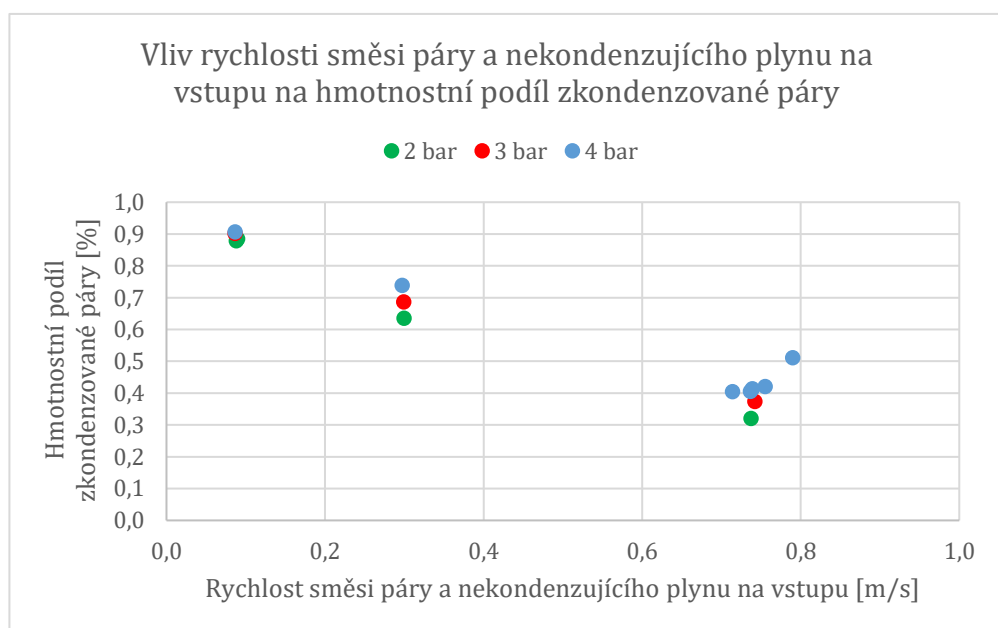
Obr. 35 - Závislost hmotnostního podílu zkondenzované páry na objemovém podílu vodní páry ve směsi páry a nekondenzujícího plynu na vstupu

s tlakem vody na vstupu do trysky. To lze odůvodnit buď rostoucím průtokem chladicí vody, a tedy vyšším výkonem, při vyšších hodnotách tlaku vody na vstupu do trysky nebo vyšší hodnotou objemového součinitele přestupu tepla v případě kapek menších průměrů. Menší průměr kapek zajistí menší termický odpor na straně kapaliny a kapalina přijme větší množství tepla, tedy více ochladí směs páry a nekondenzujícího plynu, a tedy zajistí kondenzaci většího podílu vodní páry.

Ve výsledcích experimentů byla také sledována významná závislost objemového součinitele přestupu tepla na rychlosti směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na vstupu, tedy objemovém průtoku směsi na vstupu. Na obr. 36 je tato funkční závislost znázorněna. Při vyšších rychlostech směsi je za jednotku času do teplosměnného objemu se směsí přiváděn větší objemový průtok vodní páry. Kvůli tomu zkondenzuje menší hmotnostní podíl vodní páry (jak ukazuje závislost na obr. 37), jelikož průtok chladicí vody lze pro určitou tlakovou úroveň považovat za konstantní. Menší hmotnostní podíl



Obr. 36 - Závislost objemového součinitele přestupu tepla na rychlosti směsi páry a nekondenzujícího plynu na vstupu

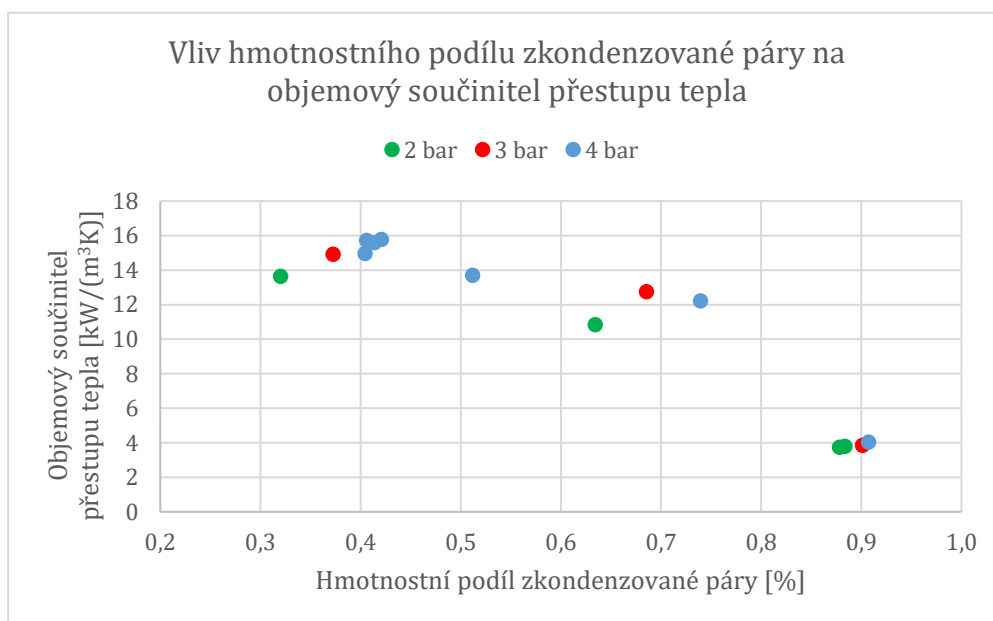


Obr. 37 - Závislost hmotnostního podílu zkondenzované páry na rychlosti směsi páry a nekondenzujícího plynu na vstupu

zkondenzované páry vede k menším koncentračním gradientům složek směsi na fázovém rozhraní a součinitel přestupu tepla nabývá vyšších hodnot.

V závislosti na obr. 36 převážně platí, že pro konkrétní hodnotu rychlosti je objemový součinitel nejvyšší pro nejmenší rozměr kapek a nejnižší pro kapky největších průměrů. To může být způsobeno např. vyšší relativní rychlostí mezi kapkami a proudem směsi páry a nekondenzujícího plynu při vyšším tlaku vody na vstupu do trysky. Vyšší relativní rychlost mezi médii vede k intenzifikaci přestupu tepla na povrchu kapky, čímž se zvýší objemový součinitel přestupu tepla.

Ve výsledcích experimentů byl také pozorován vliv hmotnostního podílu zkondenzované páry na objemový součinitel přestupu tepla. Tato funkční závislost je uvedena na obr. 38. Závislost je klesající, což znamená, že intenzita přestupu tepla je v důsledku kondenzace většího množství vodní páry snížena, jelikož se zvětšuje koncentrace nekondenzujícího plynu ve směsi, a tedy i na fázovém rozhraní, což se negativně projevuje na hodnotě objemového součinitele přestupu tepla.

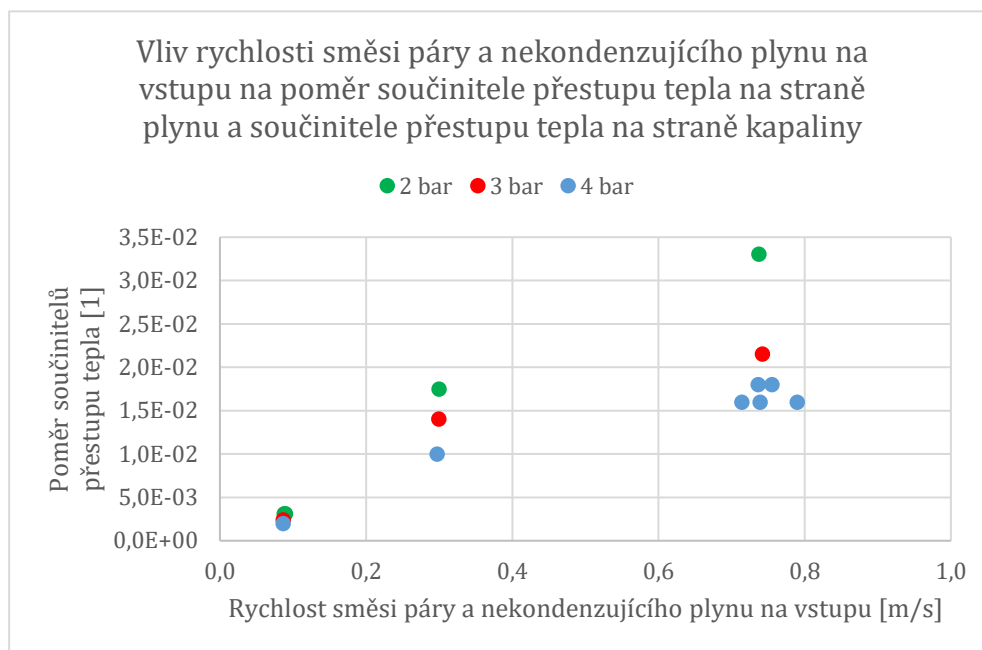


Obr. 38 - Závislost objemového součinitele přestupu tepla na hmotnostním podílu zkondenzované páry

Na základě závislostí uvedených na obr. 36 a 38 bylo předpokládáno, že hodnoty poměru součinitelů přestupu tepla ϕ se řídí podle podobných trendů jako objemový součinitel přestupu tepla. Proto byla při aplikaci výpočtového modelu hodnota ϕ volena pro jednotlivé měřené stavy na základě změřeného hmotnostního podílu zkondenzované páry a objemového průtoku směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na vstupu.

Při aplikaci výpočtového modelu bylo zjištěno, že použití hodnot ϕ v řádu 10^{-3} je vhodné tehdy, jestliže je hmotnostní podíl zkondenzované páry přibližně 90 %. Této hodnoty hmotnostního podílu zkondenzované páry bylo dosaženo při experimentech s parovzdušnou směsí při měřeních označených v tab. 26 číslicemi 1 až 4. Při měřeních označených v tab. 26 číslicemi 5 až 7 byla vyhodnocena hodnota hmotnostního podílu zkondenzované páry v rozsahu 60 až 75 %. Při experimentech se spaliny se hmotnostní podíl zkondenzované páry pohyboval v rozsahu 30 až 40 %. Pro hodnoty hmotnostního podílu zkondenzované páry v rozsahu 30 až 75 % se výsledky teoretického modelu lépe shodovaly s naměřenými hodnotami teplot, jestliže byla hodnota ϕ volena v řádu 10^{-2} . Závislost poměru součinitelů přestupu tepla ϕ na rychlosti spalin je znázorněna na obr. 39. Z obr. je zřejmé, že trend funkční závislosti je velmi podobný závislosti objemového součinitele přestupu tepla na rychlosti směsi na vstupu (obr. 36). Hodnota

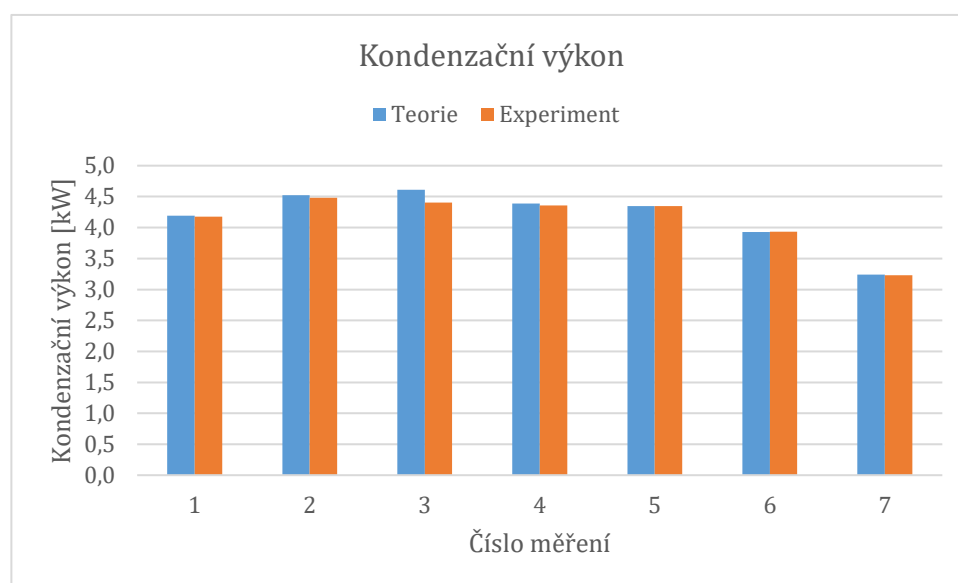
poměru ϕ je také závislá na velikosti kapek, a to přímo úměrně. To lze odůvodnit tak, že kvůli větší velikosti kapky je termický odpor na straně kapaliny větší, tím pádem je součinitel přestupu tepla na straně kapaliny menší, a tedy je poměr ϕ větší.



Obr. 39 – Závislost poměru součinitele přestupu tepla na straně plynu ku součiniteli přestupu tepla na straně kapaliny ϕ na rychlosti směsi páry a nekondenzujícího plynu na vstupu do teplosměnného objemu

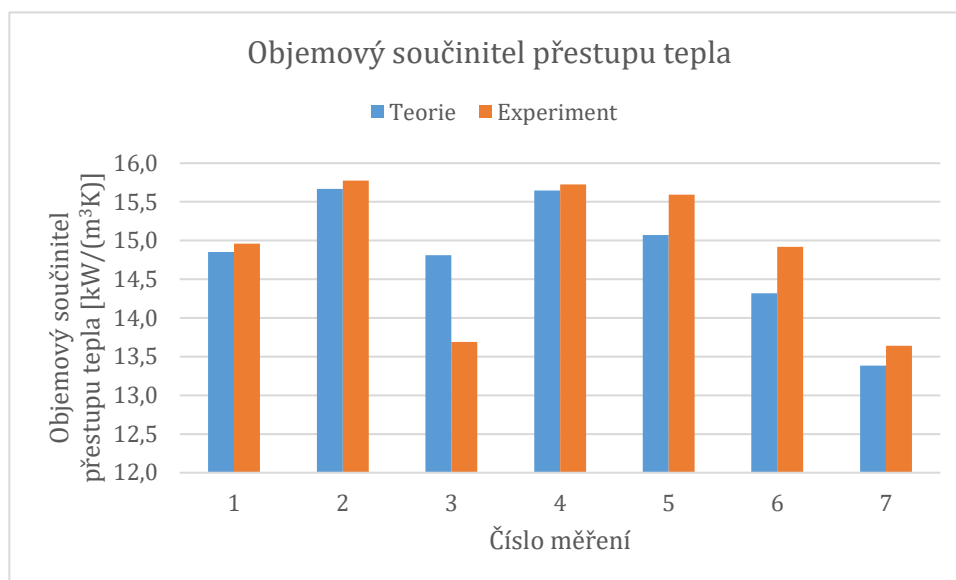
5.6.3 Srovnání výsledků výpočtového modelu s výsledky experimentu – kondenzátor zapojen za fluidním kotlem

Na obr. 40 je uvedeno srovnání výkonů na straně chladicí vody vypočtených pomocí výpočtového modelu (dle rovnice (83)) s výkony určenými z naměřených hodnot na straně chladicí vody uvedených v tab. 24 v podobě sloupcových grafů. Maximální odchylka teoretických hodnot a hodnot vyhodnocených z experimentů činí 4,7 %. Průměrná odchylka o velikosti 1,0 % představuje vynikající shodu.



Obr. 40 – Srovnání hodnot kondenzačních výkonů stanovených výpočtovým modelem (Teorie) a vyhodnocením experimentálních měření (Experiment). Označení měření se shoduje s označením uvedeným tab. 24.

Na obr. 41 je znázorněno srovnání hodnot objemového součinitele přestupu tepla určeného pomocí výpočtového modelu a vyhodnoceného z experimentálního měření. Oproti hodnotám kondenzačního výkonu je dosažena menší shoda, jelikož největší odchylka mezi teoretickými a experimentálně vyhodnocenými hodnotami objemového součinitele přestupu tepla je 8,2 %. Průměrná odchylka má hodnotu 2,8 %. I přes vyšší hodnoty maximální a průměrné odchylky lze konstatovat, že je shoda mezi teorií a experimentem velmi dobrá.



Obr. 41 – Srovnání hodnot objemového součinitele přestupu tepla stanovených výpočtovým modelem (Teorie) a vyhodnocením experimentálních měření (Experiment). Označení měření se shoduje s označením uvedeným tab. 24.

5.7 Možnosti, jak na experimentální část navázat

Výsledky experimentálních měření prezentované v předchozí kapitole naznačují, že problematika kondenzace při přímém kontaktu médií za přítomnosti nekondenzujícího plynu je složitá. Uvedené výsledky jsou pouze základem řady poznatků, které lze v rámci této problematiky řešit. Možností, jak na experimentální část prezentovanou v této práci navázat, je např. provedení většího počtu měření, jak s použitím spalin, tak parovzdušné směsi, v širším rozsahu průtoků chladicí vody a směsi vodní páry a nekondenzujících plynů, aby mohly být ověřeny závislosti uvedené v předchozí kapitole a mohlo být konstatováno, že závislosti mezi sledovanými parametry jsou shodné pro případ, že směs vodní páry a nekondenzujícího plynu je tvořena spalinami i parovzdušnou směsí. Může být také prověřen vliv konkrétních nekondenzujících plynů na proces kondenzace, např. čistého dusíku či oxidu uhličitého. Dále je možné provádět experimenty s širším rozsahem objemových koncentrací jednotlivých složek směsi páry a nekondenzujícího plynu a hlouběji prověřit vliv nekondenzujícího plynu na proces přestupu tepla. Také je možné použít spaliny získané z konvenčního procesu spalování s použitím spalovacího vzduchu, nikoliv ze spalování v režimu oxyfuel, přičemž může být sledován proces kondenzace s použitím spalin získaných spalováním různých paliv. V neposlední řadě lze sledovat vliv použití výplní různých tvarů, různé velikosti a z různých materiálů na důležité veličiny spojené s přestupem tepla jako koncový teplotní rozdíl mezi médii, výkon předaný v rámci teplosměnného objemu a objemový součinitel přestupu tepla. Samozřejmostí je také možnost určení tlakové ztráty sprchového kondenzátoru při různých konfiguracích a při použití různých typů výplní.

6 Závěr

Se snižující se dostupností kvalitní biomasy lze předpokládat příklon k používání méně kvalitní biomasy s vyšším obsahem vody. Voda obsažená v palivu se při spalovacím procesu odpařuje a odchází se spalinami do komína, přičemž teplo spotřebované pro ohřev a odpar vody v palivu představuje významnou ztrátu. Sprchové výměníky tepla, tedy spalinový kondenzátor a zvlhčovač spalovacího vzduchu, které je možné přiřadit k biomasovému kotli představují inovativní řešení pro kondenzaci vodní páry ze spalin, rekuperaci skupenského tepla a jeho zpětné využití pro předehřev spalovacího vzduchu. Práce se obecně zabývá dopady implementace spalinového kondenzátoru a zvlhčovače spalovacího vzduchu na provoz biomasového kotle a dále přeměnami energie v jednotlivých částech tohoto systému. Převážná pozornost je věnována kondenzaci vodní páry ze spalin, jelikož se jedná o složitou problematiku kondenzace vodní páry za přítomnosti nekondenzujícího plynu. Tématika rekuperace tepla kondenzací vodní páry ze spalin je velmi perspektivní, jelikož lze zpětně získávat nezanedbatelné množství tepla a k celému systému kotel-kondenzátor-zvlhčovač je možné přiřadit ještě výměník pro externí dodávku tepla do sítě CZT, kde lze rekuperované teplo využívat k ohřevu vratné vody.

V rešeršní části práce je věnována pozornost zejména technickému řešení zařízení pro realizaci kondenzace vodní páry ze spalin. Dále uspořádání jednotlivých zařízení v systému pro rekuperaci tepla včetně kombinací s použitím tepelného čerpadla pro dosažení co nejnižší teploty spalin nebo zvlhčovače spalovacího vzduchu za účelem zvýšení teploty rosného bodu spalin, což umožní rekuperovat teplo na vyšší teplotní úrovni. Dále jsou probírány již instalované technologie pro získávání odpadního tepla spalin biomasových kotlů a přínosy, které jejich aplikace přinesla. Převážná část zmiňovaných technologií je nasazena ve Finsku a v Dánsku. Důležitou část rešeršní práce tvoří kapitoly o dopadech implementace spalinového kondenzátoru a zvlhčovače spalovacího vzduchu na provoz zdroje. Na konci rešeršní části je představena teorie vlhkého vzduchu, jejíž znalost je nezbytná při řešení zvlhčování a ohřevu spalovacího vzduchu i kondenzace spalin.

Ve výpočtové části je proveden bilanční výpočet systému biomasový kotel-spalinový kondenzátor-zvlhčovač spalovacího vzduchu a je vyhodnocena úspora paliva v závislosti na parametru χ_v spalovacího vzduchu, jenž charakterizuje současně jeho vlhkost a jeho teplotu. S rostoucím χ_v dochází k poklesu úspory paliva, což je způsobeno rostoucí komínovou ztrátou, jejíž nárůst je způsoben větším objemem vodní páry ve spalinách. V analyzovaném rozsahu χ_v byla dosažena nejvyšší úspora paliva pro hodnotu $\chi_v = 1,06$, kdy při teplotě chladicí vody na vstupu do kondenzátoru 45 °C nabývala úspora paliva hodnoty 2,28 %. Tato procentuální hodnota platí nezávisle na výkonu kotle a lze tedy vyvodit závěr, že čím vyšší je výkon kotle, tím vyšší je absolutní množství uspořené paliva.

Ve třetí části diplomové práce je sestaven výpočtový model pro vyhodnocení přestupu tepla ve sprchovém spalinovém kondenzátoru. Výpočtový model umožňuje stanovení výstupní teploty kondenzátu a spalin ze znalosti vstupní objemové koncentrace vodní páry ve spalinách a vstupní teploty a objemového průtoku spalin a chladicí vody. Výpočtový model vychází z tzv. modelu kondukce. Jelikož model kondukce předpokládá kondenzaci čisté vodní páry, je zahrnut vliv nekondenzujícího plynu pomocí Clausiový-Clapeyronovy rovnice formulované dle Schlündera.

V experimentální části jsou změřeny provozní parametry sprchového kondenzátoru, konkrétně koncový teplotní rozdíl médií, výkon a objemový součinitel přestupu tepla a je vyhodnocen vliv aplikace výplně z Raschigových kroužků na tyto parametry. Po aplikaci Raschigových kroužků došlo k největšímu průměrnému procentuálnímu poklesu

koncového teplotního rozdílu o 75 % při tlaku chladicí vody na vstupu do trysky 2 bar, kdy je dosahována největší velikost kapek 280 μm . Při analýze přínosu Raschigových kroužků na hodnotu kondenzačního výkonu byl vyvozen závěr, že v důsledku aplikace výplně dochází k současnému snížení koncových teplotních rozdílů médií, které indikuje pokles výkonu, a zvýšení objemového součinitele přestupu tepla, které vede ke zvýšení výkonu. Tyto důsledky se přibližně kompenzují a vliv Raschigových kroužků na kondenzační výkon není pozorován. Přínos Raschigových kroužků na hodnotu objemového součinitele přestupu tepla je významný. Po aplikaci výplně došlo k největšímu průměrnému přírůstku objemového součinitele přestupu tepla o necelých 55 % při tlaku chladicí vody na vstupu do trysky 2 bar, kdy je dosahována největší velikost kapek 280 μm . Dále byla srovnána hodnota poměru koncového a vstupního teplotního rozdílu médií kvantifikovaná experimentálně s hodnotou poměru koncového a vstupního teplotního rozdílu médií, jenž byl volen v rámci bilančního výpočtu. Bylo zjištěno, že hodnota poměru 10 % volená v rámci bilančního výpočtu je v praxi dosažitelná a s aplikací Raschigových kroužků lze dosáhnout hodnot až 1,5 %. Tato hodnota poměru koncového a vstupního teplotního rozdílu médií byla dosažena pro tlak chladicí vody na vstupu do trysky 2 bar.

Nakonec jsou srovnávány výsledky experimentů s výsledky výpočtového modelu. Při srovnání se ukázalo, že na hodnotu výsledků výpočtového modelu má významný vliv volená hodnota poměru součinitele přestupu tepla na straně plynu a součinitele přestupu tepla na straně kapaliny ϕ . Při použití doporučených hodnot ϕ v řádu 10^{-3} byla dosahována shoda s experimenty pouze pro měření, kdy docházelo ke kondenzaci přibližně 90 % vodní páry obsažené ve směsi vodní páry a nekondenzujícího plynu na vstupu do kondenzační sekce. V důsledku neshody v případě ostatních měření byla provedena analýza hodnot měřených parametrů a jejich vlivu na hodnotu poměru ϕ . Bylo zjištěno, že průběh závislosti objemového součinitele přestupu tepla a poměru ϕ na rychlosti směsi páry a nekondenzujícího plynu na vstupu má analogický trend. S rostoucí rychlostí směsi na vstupu roste hodnota objemového součinitele přestupu tepla, ale na druhou stranu klesá hmotnostní podíl zkondenzované páry. To je způsobeno tím, že rostoucí rychlost značí rostoucí objemový průtok směsi, a tedy větší objemový průtok vodní páry přiváděný do kondenzátoru, který způsobí, že pro konstantní průtok chladicí vody zkondenzuje menší hmotnostní podíl vodní páry. Objemový součinitel přestupu tepla s rostoucí rychlostí směsi narůstá, jelikož zkondenzuje menší podíl vodní páry, a tudíž koncentrace nekondenzujícího plynu ve směsi je menší. Při nižší koncentraci nekondenzujícího plynu není přestup tepla negativně ovlivněn koncentračními gradienty mezi jednotlivými složkami směsi, které vedou ke snižování intenzity přestupu tepla, a tedy i objemového součinitele přestupu tepla. Po úpravě volených hodnot ϕ pro měření, kdy bylo dosahováno podílu zkondenzované páry 30 až 75 %, na hodnoty v řádu 10^{-2} byla při konfrontaci výsledků experimentu a výpočtového modelu dosahována velmi dobrá shoda. Při srovnání hodnot kondenzačních výkonů při kondenzaci vodní páry ze spalin byla dosažena průměrná odchylka mezi experimenty a teorií o velikosti 1,0 %, což je vynikající shoda. Při srovnání hodnot objemového součinitele přestupu tepla při kondenzaci vodní páry ze spalin byla dosažena průměrná odchylka mezi experimentálně stanovenými hodnotami a výsledky výpočtového modelu o velikosti 2,8 %, což lze označit za velmi dobrou shodu.

Použitá literatura

- [1] B. Bechník, "Biomasa - definice a členění," May 15, 2009. <https://oze.tzb-info.cz/biomasa/5641-biomasa-definice-a-cleneni> (accessed Mar. 27, 2022).
- [2] J. Váňa, "Ekologická hlediska spalování biomasy," *Biom.cz*, Jun. 30, 2003. <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/ekologicka-hlediska-spalovani-biomasy> (accessed Mar. 29, 2022).
- [3] M. Baláš and H. Šen, "Negativní vlivy energetického využití biomasy - emise," Brno, 2006. Accessed: Mar. 29, 2022. [Online]. Available: https://eu.fme.vutbr.cz/file/Sbornik-EnBio/2006/ENBIO_2006.pdf
- [4] P. Kalač, *Polychlorované dibenzo-p-dioxiny a dibenzofurany v životním prostředí*, 1. vydání. Praha: Český ekologický ústav a Odbor ekologických rizik a monitoringu MŽP, 1995.
- [5] B. Hebenstreit *et al.*, "Techno-economic study of a heat pump enhanced flue gas heat recovery for biomass boilers," *Biomass Bioenergy*, vol. 71, pp. 12–22, Dec. 2014, doi: 10.1016/j.biombioe.2014.01.048.
- [6] J. Uotila, "Heat Recovery and Environmental Impacts of Flue Gas Condensing," Aalto University of Chemical Technology, 2015.
- [7] L. Kuukkanen, J. Alin, and A. Pasanen, "Energy Efficient District Heating Concept," *In Proceedings of the POWER-GEN Europe 2015*, Jun. 2015.
- [8] Condens Oy, "Flue Gas Cleaning and Heat Recovery." <https://www.condens.fi/en/flue-gas-cleaning-and-heat-recovery> (accessed Apr. 04, 2022).
- [9] C. Riber, T. Hulgaard, and C. Hindsgaul, Eds., *Development of combustion air humidification at WtE facilities. Remediation of effects of future waste management strategies*. Copenhagen: The Danish Environmental Protection Agency, 2016.
- [10] J. Saari, E. Sermyagina, J. Kaikko, M. Haider, M. Hamaguchi, and E. Vakkilainen, "Evaluation of the energy efficiency improvement potential through back-end heat recovery in the kraft recovery boiler," *Energies (Basel)*, vol. 14, no. 6, Mar. 2021, doi: 10.3390/en14061550.
- [11] *Bioenergy from Finnish forests: Sustainable, efficient and modern use of wood*. Abu Dhabi: International Renewable Energy Agency, 2018. Accessed: Apr. 12, 2022. [Online]. Available: https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2018/Mar/IRENA_Bioenergy_from_Finnish_forests_2018.pdf
- [12] "Valmet to supply a flue gas condensing plant to Helen's Vuosaari bioenergy heating plant in Helsinki, Finland," *Valmet Oy's Press*, Feb. 18, 2020. <https://www.valmet.com/media/news/press-releases/2020/valmet-to-supply-a-flue-gas-condensing-plant-to-helens-vuosaari-bioenergy-heating-plant-in-helsinki-finland/> (accessed Apr. 12, 2022).
- [13] "Valmet to deliver a flue gas condensation system to Kokkola Energy's power plant in Finland," *Valmet Oy's Trade Press*, May 14, 2019. <https://www.valmet.com/media/news/press-releases/2019/valmet-to-deliver-a-flue-gas-condensation-system-to-kokkola-energys-power-plant-in-finland/> (accessed Apr. 13, 2022).

- [14] "Fortum's 49 MW Kivenlahti bioheat plant enters into commercial operations," *Bioenergy International*, May 26, 2020. <https://bioenergyinternational.com/fortum-kivenlahti-bioheat-plant-enters-commercial-operations/> (accessed Apr. 13, 2022).
- [15] "Helsingør Kraftvarmeværk A/S opts for LAB flue gas treatment for its biomass power plant," *CNIM Media*, Feb. 27, 2017. <https://cnim.com/en/medias/helsingor-kraftvarmevaerk-opts-lab-flue-gas-treatment-its-biomass-power-plant> (accessed Apr. 13, 2022).
- [16] "Helsingør Kraftvarmeværk A/S project: Take-over released," *LAB Media*, Jun. 05, 2019. <https://www.lab.fr/en/medias/helsingor-kraftvarmevaerk-project-take-over-released> (accessed Apr. 13, 2022).
- [17] "Fortum inaugurates the first waste-to-energy combined heat and power plant in the Baltics," *Fortum Press*, May 15, 2013. <https://www.fortum.com/media/2013/05/fortum-inaugurates-first-waste-energy-combined-heat-and-power-plant-baltics> (accessed Apr. 13, 2022).
- [18] "The first Waste-to-Energy plant in the Baltic countries features Alstoms flue gas cleaning equipment," *Alstom Press*, May 15, 2013. <https://www.alstom.com/press-releases-news/2013/5/the-first-waste-to-energy-plant-in-the-baltic-countries-features-alstoms-flue-gas-cleaning-equipment> (accessed Apr. 13, 2022).
- [19] "HOFOR BIO4," *LAB CNIM*. <https://www.lab.fr/sites/default/files/fichiers/Fiches%20usines/Hofor-min.pdf> (accessed Apr. 13, 2022).
- [20] "HOFOR BIO4: preliminary take-over released," *LAB Media*, Jun. 23, 2020. <https://www.lab.fr/en/medias/hofor-bio4-preliminary-take-over-released> (accessed Apr. 13, 2022).
- [21] P. Šafařík and M. Vestfálová, *Termodynamika vlhkého vzduchu*, 1. vydání. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2016.
- [22] J. Schwarzer, "Teorie vlhkého vzduchu (I)," *TZB-info*, May 29, 2006. <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3323-teorie-vlhkeho-vzduchu-i> (accessed Apr. 09, 2022).
- [23] J. Schwarzer, "Teorie vlhkého vzduchu (III)," *TZB-info*, Jun. 26, 2006. <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vypocty-vetrani-klimatizace/3382-teorie-vlhkeho-vzduchu-iii> (accessed Apr. 09, 2022).
- [24] T. Dlouhý, *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*, 3. vydání. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2011.
- [25] F. Incropera, D. DeWitt, T. Bergman, and A. Lavine, *Introduction to heat transfer*, 6th edition. John Wiley & Sons, 2011.
- [26] P. S. Ayyaswamy, "Direct-Contact Transfer Processes with Moving Liquid Droplets," 1995.
- [27] J. Šesták and F. Rieger, *Přenos hybnosti, tepla a hmoty*, 1. vydání. Vydavatelství ČVUT, 1993.
- [28] W. Ranz and W. Marshall, "Evaporation of drops," *Chem. Eng. Prog.*, pp. 173–180, 1952.
- [29] N. M. Frössling, "The Evaporation of Falling Drops," *Geophys.*, pp. 170–216, 1938.
- [30] H. Kramers, "HEAT TRANSFER FROM SPHERES TO FLOWING MEDIA," 1946. doi: 10.1016/S0031-8914(46)80024-7.

- [31] G. P. Celata, M. Cumo, F. D'annibale, and G. E. Farello, "DIRECT CONTACT CONDENSATION OF STEAM ON DROPLETS," 1991.
- [32] S. Sideman, "Direct Contact Heat Transfer Between Immiscible Liquids," *Advances in Chemical Engineering*, vol. 6, no. C, pp. 207–286, 1966, doi: 10.1016/S0065-2377(08)60276-8.
- [33] V. Gesellschaft, *VDI Heat Atlas, Second Edition (VDI-Buch)*, 2nd edition. Springer, 2010.
- [34] D. Štecher, "Návrh sprchového kondenzátoru spalin," České vysoké učení technické v Praze, 2022.