

**ČESKÉ VYSOKÉ  
UČENÍ TECHNICKÉ  
V PRAZE**

**FAKULTA  
STROJNÍ**



**DIPLOMOVÁ  
PRÁCE**

**2024**

**MARTIN  
HOMOLA**

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Homola** Jméno: **Martin** Osobní číslo: **495460**  
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:

**Určení účinnosti plynového kondenzačního kotle**

Název diplomové práce anglicky:

**Determining the efficiency of a gas condensing boiler**

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte přehled metod pro určování účinnosti kotlů a experimentálně ověřte jejich aplikovatelnost pro plynové kondenzační kotle.

Dílčí cíle:

1. Rešerše problematiky plynových kondenzačních kotlů
2. Přehled metod pro určení účinnosti kotlů, jejich porovnání a zhodnocení použitelnosti pro kondenzační kotle
3. Teoretická analýza vlivu různých provozních parametrů na účinnost kondenzačního kotle
4. Experimentální vyhodnocení účinnosti kondenzačního plynového kotle při různých provozních režimech více metodami a porovnání výsledků
5. Zhodnocení metod a doporučení pro praktické použití

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: **15.04.2024**

Termín odevzdání diplomové práce: **03.06.2024**

Platnost zadání diplomové práce: **31.12.2025**

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

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Určení účinnosti plynového kondenzačního kotle“ vypracoval samostatně pod vedením prof. Ing. Tomáše Dlouhého, CSc. a že jsem uvedl veškeré informační zdroje v souladu s Metodickým postupem o dodržování etických principů při tvorbě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne 3.6.2024

.....

Martin Homola

# Anotační list

- Jméno autora:** Martin Homola
- Název DP:** Určení účinnosti plynového kondenzačního kotle
- Anglický název:** Determining the efficiency of gas condensing boiler
- Akademický rok:** 2023/2024
- Ústav:** Ústav energetiky
- Vedoucí DP:** prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
- Bibliografické údaje:** Počet stran: 90  
Počet obrázků: 46  
Počet tabulek: 23  
Počet příloh: 0
- Klíčová slova:** Zemní plyn, kotel, spalování, stechiometrie, kondenzace, spaliny
- Keywords:** Natural gas, boiler, combustion, stoichiometry, condensation, flue gas
- Anotace:** Práce se zabývá problematikou určování účinnosti plynových kondenzačních kotlů. Po jejich stručné rešerši jsou stávající metodiky analyzovány a zhodnoceny, s následným navržením nového přístupu. Touto novou metodikou je proveden numerický výpočet, který je konfrontován s existujícími metodami. Dále jsou za pomoci nové metodiky analyzovány vlivy různých provozních parametrů. V práci je rovněž prezentována experimentální jednotka, na níž jsou provedeny testy a úpravy pro správné provedení série experimentů, které slouží k ověření funkčnosti nové metodiky. Na závěr jsou diskutovány výhody a praktické aplikace nové metodiky s příkladem při vlhčení spalovacího vzduchu.
- Abstract:** Thesis deals with the problem of determining the efficiency of gas condensing boilers. After their brief review, existing methodologies are analysed and evaluated, with a subsequent proposal of a new approach. With this new methodology, a numerical calculation is performed and confronted with the existing methods. Then, the effects of different operating parameters are analysed using the new methodology. An experimental unit is also presented in the paper, on which tests and modifications are made to properly perform a series of experiments to verify the functionality of the new methodology. Lastly, the benefits and practical applications of the new methodology are discussed with an example in combustion air humidification.

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce, prof. Ing. Tomáši Dlouhému, CSc. za odborné vedení, připomínky a především čas, který mi byl ochoten věnovat při vypracování této práce.

## Obsah

1. Úvod.....	1
2. Plynové kondenzační kotle .....	2
2.1 Zemní plyn a jeho palivové vlastnosti.....	2
2.2 Kotle na zemní plyn .....	3
2.3 Kondenzace a principy její intenzifikace .....	5
2.3.1 Princip 1 - snížení teploty chladicího média .....	6
2.3.2 Princip 2 - snížení teploty rosného bodu chladicího média.....	7
2.3.3 Princip 3 - zvýšení teploty rosného bodu spalin .....	7
2.4 Vliv vlhkosti a její intenzifikace .....	8
2.4.1 Vyjádření vlhkosti vzduchu .....	9
2.4.2 Důsledky nárůstu vlhkosti vzduchu .....	9
2.4.3 Způsoby vlhčení .....	9
2.5 Emise ze spalování zemního plynu .....	10
2.5.1 Emise NO <sub>x</sub> .....	10
2.5.2 Emise CO .....	11
2.5.3 Vliv přebytku vzduchu na emise .....	11
2.5.4 Vliv teploty spalovacího vzduchu na emise .....	11
2.5.5 Vliv vlhkosti spalovacího vzduchu na emise .....	11
3. Výpočtové metody účinnosti plynových kotlů .....	12
3.1 Přímá metoda.....	13
3.2 Nepřímá metoda .....	13
3.3 Určení účinnosti podle spalného tepla .....	15
4. Úvod a cíle praktické části .....	16
5. Numerické porovnání metod pro určení účinnosti.....	17
5.1 Přípravné výpočty pro použité palivo .....	17
5.2 Stechiometrické výpočty .....	19
5.2.1 Výpočet složení spalin při stechiometrickém spalování .....	19
5.2.2 Objemy složek spalin s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,1$ .....	21
5.3 Rosný bod.....	22
5.3.1 Rosný bod při stechiometrickém spalování .....	22
5.3.2 Rosný bod s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,1$ .....	23
5.4 Množství kondenzátu .....	23
5.5 Měrné entalpie.....	24
5.6 Zisk z kondenzace vztaheno k výhřevnosti .....	27

5.7	Zisk z kondenzace vztaženo ke spalnému teplu .....	28
5.8	Ztráta kondenzátem vztažená ke spalnému teplu .....	29
5.9	Výpočet účinnosti nepřímou metodou .....	29
5.9.1	Účinnost vztažená ke spalnému teplu .....	29
5.9.2	Účinnost vztažená k výhřevnosti.....	30
5.9.3	Porovnání výpočtů.....	31
5.9.4	Problematika vztažných teplot dochlazení spalin .....	31
6.	Vliv provozních parametrů na účinnost kotle .....	33
6.1	Efekty přebytku vzduchu .....	33
6.2	Efekty teploty spalovacího vzduchu .....	34
6.3	Efekty vlhkosti vzduchu.....	36
7.	Experimentální část.....	38
7.1	Demonstrační experimentální trať.....	38
7.1.1	Kotel.....	38
7.1.2	Čerpadlo .....	39
7.1.3	Sahara .....	40
7.1.4	Snímače teploty .....	40
7.1.5	Lambda sonda .....	41
7.1.6	Plynoměr .....	41
7.1.7	Vodoměr.....	42
7.1.8	Další komponenty .....	42
7.2	Plyn použitý při experimentu .....	42
7.3	Měření na experimentální jednotce .....	43
7.4	Série experimentů.....	44
7.5	Výpočty .....	45
7.5.1	Teplo předané ze vzduchu do spalovacího procesu .....	46
7.5.2	Teplo předané z paliva do spalovacího procesu.....	47
7.5.3	Redukovaná výhřevnost a spalné teplo .....	47
7.5.4	Přebytek vzduchu .....	48
7.5.5	Teplota spalin pro získání množství kondenzátu .....	49
7.5.6	Účinnost přímou metodou vztažená k výhřevnosti .....	49
7.5.7	Účinnost nepřímou metodou vztažená k výhřevnosti .....	49
7.5.8	Účinnost přímou metodou vztažená ke spalnému teplu.....	51
7.5.9	Účinnost nepřímou metodou vztažená ke spalnému teplu .....	51
7.5.10	Porovnání výsledků výpočtů .....	52

7.6	Analýza přesnosti měření .....	53
7.6.1	Měření průtoku .....	53
7.6.2	Měření teplot .....	53
7.6.3	Měření kyslíku ve spalínách.....	54
7.6.4	Měření kondenzátu .....	54
7.6.5	Závěr analýzy přesnosti a stanovení tolerančního pásma .....	55
7.7	Analyzátor .....	56
7.7.1	Plynový analyzátor Multigas FTIR 2030 .....	57
7.7.2	Přenosný systém úpravy plynu PSS 5/3 .....	57
7.7.3	Kyslíkový analyzátor PMA 30 .....	58
7.7.4	Výstupy z analyzátoru .....	59
7.7.5	Úprava výpočtu pro sérii experimentů při použití dat z analyzátoru .....	61
7.8	Výstupy ze série experimentů .....	62
7.8.1	Porovnání množství kondenzátu .....	62
7.8.2	Porovnání účinností.....	64
8.	Aplikace modifikované výpočtové metodiky .....	66
8.1	Vlhčení spalovacího vzduchu.....	66
8.2	Experimentální ověření .....	68
8.3	Experimentální ohřátí spalovacího .....	69
8.4	Experimentální vlhčení ohřátého spalovacího vzduchu.....	70
9.	Závěr .....	73
10.	Zdroje .....	74
	Seznam obrázků .....	76
	Seznam tabulek .....	78



# Seznam symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
$\alpha$	Součinitel přebytku vzduchu ve spalinách	–
$\alpha_k$	Součinitel přestupu tepla	W/m <sup>2</sup> K
$\Delta$	Rozdíl	dle veličiny
$\Delta_f H_{gas}^0$	Standardní slučovací entalpie	kJ/mol
$\Delta H_r$	Standardní reakční entalpie	kJ/mol
$\eta$	Účinnost	%
$\rho$	Hustota	kg/m <sup>3</sup>
$\varphi$	Relativní vlhkost	–
$\chi_v$	Podíl vodní páry na 1 m <sup>3</sup> suchého vzduchu	–
$c_v$	Izobarická měrná tepelná kapacita	kJ/kgK
$d$	Rozdíl	dle veličiny
$h$	Měrná entalpie	J/mol, kJ/kg
$h$	Měrná entalpie	kJ/m <sup>3</sup>
$h_{pv}$	Fyzické teplo paliva	kJ/m <sup>3</sup>
$m$	Hmotnost	kg
$m$	Počet atomů uhlíku v molekule uhlovodíku	–
$n$	Počet atomů vodíku v molekule uhlovodíku	–
$n$	Látkové množství	mol
$o$	Objemový podíl	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
$O$	Objem na jednotku paliva	m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup>
$p$	Tlak	MPa
$\dot{q}$	Měrný výkon	kJ/m <sup>3</sup>
$Q_3$	Trvalý průtok	m <sup>3</sup> /h
$Q_C$	Energie uvolněná z uhlíku	kJ/m <sup>3</sup>
$Q_{cz}$	Teplo přivedené cizím zdrojem	kJ/m <sup>3</sup>
$Q_{H_2}$	Energie uvolněná z vodíku	kJ/m <sup>3</sup>
$Q_i$	Výhřevnost paliva	kJ/m <sup>3</sup>
$Q_{i\ red}$	Redukovaná výhřevnost paliva	kJ/m <sup>3</sup>
$Q_{kond}$	Energie uvolněná z kondenzace	kJ
$\dot{Q}_{pt}$	Tepelný příkon kotle	kW

$Q_S$	Spalné teplo paliva	$\text{kJ/m}^3$
$\dot{Q}_{vyr}$	Tepelný výkon kotle	$\text{kW}$
$\dot{Q}_z$	Ztracený výkon kotle	$\text{kW}$
$R$	Molární plynová konstanta (univerzální plynová konstanta)	$\text{J/Kmol}$
$r$	Podíl složky	—
$S$	Velikost teplosměnné plochy (povrch kotle)	$\text{m}^2$
$t$	Čas, vztažné teploty	$\text{s}, ^\circ\text{C}$
$T$	Teplota	$^\circ\text{C}$
$v$	Měrný objem	$\text{m}^3/\text{kg}(\text{mol})$
$V$	Objem	$\text{m}^3$
$\dot{V}$	Objemový průtok	$\text{m}^3/\text{s}$
$V_m$	Molární objem	$\text{m}^3/\text{mol}$
$x$	Suchost páry	—
$Z_C$	ztráta mechanickým nedopalem paliva	—
$Z_{CO}$	ztráta chemickým nedopalem paliva	—
$Z_f$	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	—
$Z_k$	ztráta citelným teplem spalin (komínová)	—
$Z_{sv}$	ztráta sdílením tepla do okolí	—
$Z_{kond}$	„zisk“ kondenzací vodní páry ze spalin	—
$Z_{kond}$	ztráta od odcházejícího kondenzátu	—

## Seznam indexů

Symbol	Význam
"	vztaženo k syté vodní páře, nasycenému vlhkému vzduchu
1	reference spalování
2	reference měření
$\alpha$	součinitel přebytku vzduchu ve spalinách
c	celková
in	vstup
j	index pořadí
k	komín
kond	kondenzát
l	kapalina (liquid)

min	minimalní
N	normálový, nepřímá metoda (dolní index)
o	okolí
out	výstup
p	parciální
P	přímá metoda (horní index)
pv	palivo
r	reálné (real)
RB	rosný bod
S	spaliny
SS	suché spaliny
skut	skutečná
stř	střední
v	pára (vapor)
vz	vztažná
V	vzduch
VV	vlhký vzduch
VS	suchý vzduch
w	voda (water)

## Seznam chemických sloučenin

Symbol	Význam
<i>Ar</i>	Argon
<i>CH<sub>4</sub></i>	Methan
<i>C<sub>2</sub>H<sub>6</sub></i>	Ethan
<i>C<sub>3</sub>H<sub>8</sub></i>	Propan
<i>C<sub>4</sub>H<sub>10</sub></i>	Butan
<i>C<sub>5</sub>H<sub>12</sub></i>	Pentan
<i>C<sub>6</sub>H<sub>14</sub></i>	Hexan
<i>C<sub>m</sub>H<sub>n</sub></i>	Uhlovodík
<i>CO</i>	Oxid uhelnatý
<i>CO<sub>2</sub></i>	Oxid uhličitý
<i>H<sub>2</sub>O</i>	Voda, vodní pára

$N_2$	Dusík
$NO$	Oxid dusnatý
$NO_2$	Oxid dusičitý
$NO_x$	Oxid dusíku
$O_2$	Kyslík

## Seznam zkratek

Symbol	Význam
ČSN	Česká technická norma
ČVUT	České vysoké učení technické
DN	Nominální průměr (Diamètre Nominal)
EN	Evropská norma
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci (International Organization for Standardization)
NIST	Národní institut pro standardy a technologie
pH	Vodíkový exponent (potential of hydrogen)
ppm	Částičky na milion (parts per million)
ppb	Částičky na miliardu (parts per billion)

# 1. Úvod

V dnešní době se energetický sektor stále více zaměřuje na efektivní využívání zdrojů a snižování emisí skleníkových plynů. Jednou z technologií, která efektivně splňuje obě tyto potřeby, je spalování zemního plynu v kondenzačním provedení. Zemní plyn obsahuje malé množství uhlíků, což vede k produkci spíše vodní páry než oxidu uhličitého. Díky cílené kondenzaci této vodní páry je lze dosáhnout vysoké účinnosti při produkci energie za nízkých emisí.

Účinnost kondenzačních kotlů se uvádí přes 100 %. To vytváří paradox, neboť z fyzikálního hlediska není možné získat více energie, než je dodáno. Problém tkví v konvenčním způsobu výpočtu účinnosti, který nezohledňuje energii získanou z fázové změny vodní páry na kondenzát. Současný výpočet účinnosti, který vztahuje účinnost k výhřevnosti, není pro kondenzační kotel fyzikálně správný. Z toho důvodu je v této práci představen nový přístup výpočtové metody účinnosti plynových kotlů vztažený ke spálenému teplu, jelikož spalné teplo ve své definici energii získanou z fázové změny vodní páry na kondenzát uvažuje.

Odvozená metoda je dále použita ke kvantifikaci vlivu parametrů na účinnost kondenzačního kotle, které nebylo s existujícími metodami možné provést. Popis vlivu těchto parametrů nabízí možnost přesnějšího návrhu a optimalizace kondenzačního kotle. Metoda je specificky užitečná např. pro výpočet předehřevu či vlhčení spalovacího vzduchu.

Metoda popsaná v této práci je dále experimentálně ověřena na demonstrační měřicí trati s kondenzačním plynovým kotlem v laboratořích ČVUT. Tento experiment slouží také k ověření možnosti jednoduššího získání účinnosti kondenzačních kotlů, což bylo do této doby možné pouze přesným měřením průtoku a teploty vody. Aplikace této metody by měla umožnit výpočet účinnosti konvenčního kotle pouze na základě použití teploměru a analyzátoru spalin spolu s měřením odběru kondenzátu.

Na závěr je výpočtová metoda experimentálně prověřena pro kvantifikaci vlivu vlhčení spalovacího vzduchu, který sloužil jako jeden z motivací při návrhu této metodiky, jelikož stávající postupy výpočtu k její kvantifikaci nejsou dostačující.

## 2. Plynové kondenzační kotle

Plynové kondenzační kotle využívají příznivého složení spalin ze spalování zemního plynu ke zvýšení účinnosti pomocí kondenzace, pro kterou jsou oproti klasickým kotlům konstrukčně upraveny. Navýšení účinnosti je závislé na mnoha parametrech při provozu a kondenzace jako taková ovlivňuje odváděná média. Všechna tato témata jsou popsána v následujících kapitolách pro přiblížení problematiky plynových kondenzačních kotlů.

### 2.1 Zemní plyn a jeho palivové vlastnosti

Zemní plyn je nejpoužívanější plynné palivo na světě a bude se používat při výpočtech uvedených v této práci. Jde o přírodní plyn s vysokým obsahem metanu ( $\text{CH}_4$ ), jehož konkrétní složení závisí na zdroji, přičemž obecně rozlišujeme mezi zemním plynem ropného a uhelného původu. [1]

Vzhledem k tomu, že objem plynů není konstantní a je závislý na tlaku a teplotě, jsou reálné vlastnosti plynů vztahovány na normální fyzikální stav, tj. stav při teplotě  $0\text{ }^\circ\text{C}$  a tlaku  $0,101325\text{ MPa}$ . Přepočet na skutečný stav řešíme pomocí stavové rovnice (1). Korekci objemu na tlak lze u většiny technických aplikací zanedbat, korekce na teplotu má však zcela zásadní význam. [1]

$$O_r = O_0 \cdot \frac{273,15 + T_r}{273,15} \cdot \frac{0,101325}{p_r} \quad (1)$$

kde  $O_r$  = reálný stav plynu [ $\text{m}^3$ ]

$O_N$  = normálový stav plynu [ $\text{Nm}^3$ ]

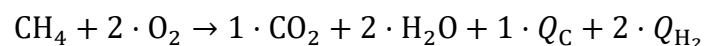
$T_r$  = reálná teplota plynu [ $^\circ\text{C}$ ]

$p_s$  = reálný tlak plynu [ $\text{MPa}$ ]

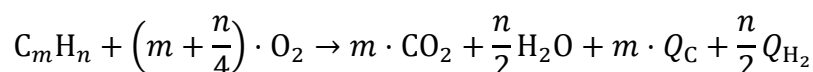
Zemní plyn jakožto plynné palivo má vůči tuhým palivům výhodu v nižších ztrátách a nepatrném obsahu popelovin (není nutno odvádět tuhý zbytek). Díky nepřítomnosti tuhých částic ve spalinách nehrozí nebezpečí popílkového otěru což nám umožňuje volit vyšší rychlost spalin ( $20\text{ m/s}$ ), což vede k lepšímu přestupu tepla konvekci. Dále má zemní plyn obecně vyšší účinnost, a to z důvodu, že odpadá ztráta mechanickým nedopalem a citelným teplem tuhých zbytků a díky nízkému rosnému bodu spalin je i nižší komínová ztráta. Kotle na zemní plyn mají také jednodušší palivové hospodářství, snadno se najíždějí a regulují. Nevýhodou zemního plynu je jeho cenová nákladnost, která z části vyplývá i z většího nebezpečí uniku. Dále je třeba brát ohled na vysokou teplotu spalování a tím vznikající oxidy dusíku. [1]

Spalování zemního plynu je exotermická chemická reakce, při níž reaguje zemní plyn s kyslíkem, přičemž vzniká teplo a několik vedlejších chemických produktů. Tuto reakci lze řídit a využít k výrobě tepla a elektřiny.

- Spalování metanu na vodní páru a oxid uhličitý



- Spalování uhlovodíků na vodní páru a oxid uhličitý



Zemní plyn má ve srovnání s ostatními fosilními palivy nejnižší podíl  $\text{CO}_2$  na jednotku uvolněné energie, a to z důvodu, že obsahuje převážně metan, který se skládá pouze z jednoho atomu uhlíku a čtyř atomů vodíku. Na druhou stranu je metan mnohem účinnějším skleníkovým plynem než  $\text{CO}_2$  a úniky zemního plynu v celém logistickém řetězci od těžby až po spotřebu mohou mít značný ekologický dopad. [2]

## 2.2 Kotle na zemní plyn

Kotel je zařízení, v němž dochází k vyvíjení tepla spalováním paliva. Vyvíjené teplo slouží k ohřevu teplotnosné látky, kterou je nejčastěji voda. Kotle na zemní plyn se rozdělují podle teploty odcházejících spalin na standardní, nízkoteplotní a kondenzační.

Standardní kotle jsou navrženy pro provoz se suchými spalinami a mají nejnižší dovolenou teplotu vstupní vody omezenou na  $60\text{ }^\circ\text{C}$ . Teplota spalin se pohybuje mezi  $120$  až  $180\text{ }^\circ\text{C}$ . Při napojení na vytápěcí soustavu musí být osazeno zařízení pro zajištění dostatečně vysoké teploty vstupní vody, aby nedocházelo ke kondenzaci vlhkosti z vodní páry obsažené ve spalinách a následné korozi teplosměnné plochy. Průměrná účinnost kotle bývá  $91\%$ . [1][3]

Nízkoteplotní kotle jsou navrženy pro provoz se suchými spalinami, přičemž můžou pracovat i s teplotami vstupní vody do kotle  $35$  až  $40\text{ }^\circ\text{C}$ . Za určitých podmínek může v kotlích docházet ke kondenzaci, proto musí být teplosměnná plocha provedena z materiálu odolnějšího proti korozi. Většinou se jedná o litinové článkové kotle. Teplota spalin bývá v rozsahu  $90$  až  $120\text{ }^\circ\text{C}$ . Průměrná účinnost kotle bývá  $93\%$ . [1][3]

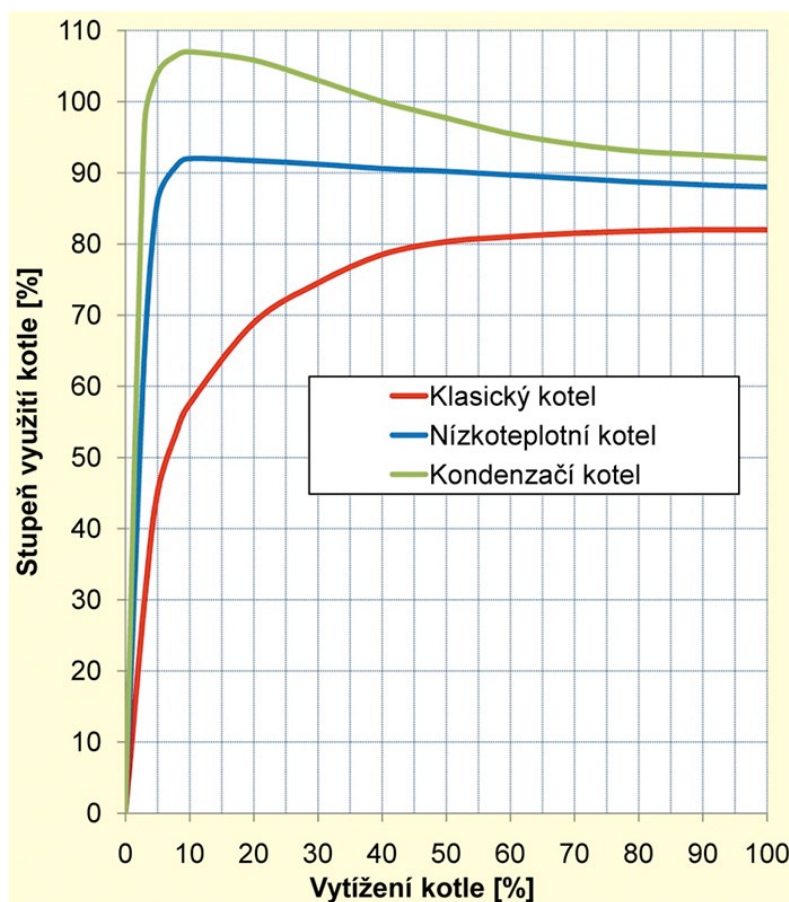
Kondenzační kotle jsou konstruovány s cílem umožnit efektivní kondenzační provoz, což znamená, že dochází ke kondenzaci vodní páry obsažené ve spalinách přímo v prostoru kotle. Aby bylo dosaženo optimální účinnosti a životnosti zařízení, je nezbytné, aby teplosměnná plocha byla vyrobena z materiálu odolného vůči korozním procesům. V praxi se pro tento účel obvykle využívá nerezová ocel nebo hliníko-hořčíková slitina, které excelují svou odolností a schopností odolávat vlivům agresivního prostředí, které může být přítomno v kondenzačním procesu. Teplota vstupní vody do kotle není omežována určitou hodnotou, ale spolu s vytížením kotle má vliv na teplotu spalin, která se pohybuje v rozsahu  $40$  až  $70\text{ }^\circ\text{C}$ . Protože teplota spalin je nízká a nestačila by pro vytvoření dostatečného tahu v komíně, a tím k bezpečnému odvodu spalin, musí být v kondenzačním kotli vzduchový nebo spalinový ventilátor. Spaliny vstupující do komína jsou díky své nízké teplotě charakterizovány vysokou vlhkostí, což vyžaduje odolnou konstrukci komína vůči vlhkosti a vnitřnímu přetlaku. Průměrná účinnost kondenzačního kotle se pohybuje v rozmezí  $96$  až  $104\%$ , a to v závislosti na aktuálním provozním stavu. Tento jev, který přesahuje  $100\%$  účinnosti, je způsoben metodou výpočtu účinnosti, která se odvozuje z výhřevnosti paliva, nikoli z množství tepla uvolněného kondenzací vodní páry. Při zohlednění spalného tepla by účinnost kondenzačního kotle dosáhla maximálně  $97,5\%$ , což je korektní fyzikální výpočet. Abychom umožnili porovnání mezi konvenčními a kondenzačními koly, je stanoven normovaný stupeň využití i u kondenzačních kotlů s ohledem na výhřevnost. [1][3][4]

Většina kondenzačních kotlů se na první pohled od běžných kotlů odlišuje tím, že je jejich hořák umístěn na horní části kotle, a naopak spalinové hrdlo je ve spodní části kotle. Spalinové hrdlo má poměrně malý průměr, neboť odvádí spaliny o nízké teplotě a tím i o nízkém měrném objemu. Kondenzační kotle jsou většinou koncipovány jako protiproudé výměníky tepla, které dokáží teplotu výstupních spalin ochladit až na  $5$  až  $10\text{ }^\circ\text{C}$  nad teplotu vody vstupující do kotle, tj. zpátečky. Kondenzační kotle lze rozlišovat podle toho, jak je řízen tepelný výkon a jak je

řízeno spalování. Řízení výkonu hořáku se provádí většinou spojitě v rozsahu vytížení 25 až 100 %. [1]

Dříve zmíněný nárůst účinnosti u kondenzačních kotlů je založen na fyzikálním jevu, který souvisí s výrobním procesem energie. Při spalování zemního plynu (metanu,  $\text{CH}_4$ ) dochází k tvorbě vodní páry jako vedlejšího produktu. Tato vodní pára, spolu s oxidem uhličitým, vychází jako součást spalin z hoření. Spaliny sebou nesou část skryté tepelné energie, tzv. latentní teplo. Pokud tyto spaliny ochladíme pod teplotu jejich rosného bodu, dojde ke změně skupenství – kondenzaci obsažené vodní páry a k následnému uvolnění tohoto tepla. V kondenzačním kotli se takto uvolněná energie pomocí výměníku využívá k předehřevu vratné vody. [4]

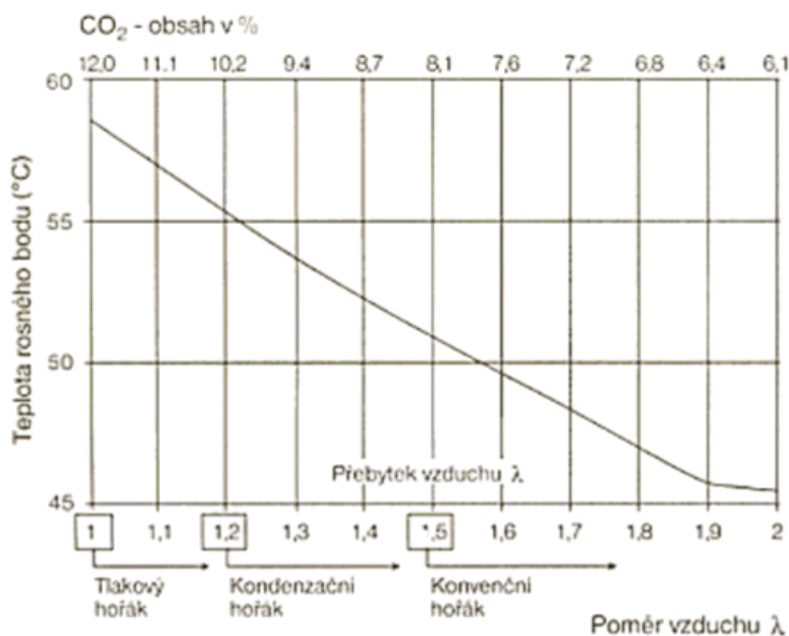
Teplo, které lze získat z úplné kondenzace, činí přibližně 11 % výhřevnosti zemního plynu. Pokud ochlazujeme spaliny zemního plynu, začne pod teplotou rosného bodu (přibližně pod  $57^\circ\text{C}$ ) ve spalinách kondenzovat vodní pára. Teplota spalin je provázána s teplotou vratné vody ze systému. Je požadováno, aby rozdíl mezi teplotou spalin a teplotou vratné vody byl  $5^\circ\text{C}$  při jmenovitém výkonu kotle a alespoň  $2^\circ\text{C}$  při výkonu minimálním. Pokud teplota vratné vody ze systému bude vyšší než teplota rosného bodu spalin, nedojde ke kondenzaci a uvolnění kondenzačního tepla. Kotel sice nebude využívat této své přednosti, ale stále bude pracovat s účinností nízkoteplotního kotle, jelikož kondenzační kotel nemá zisk tepelné energie výlučně ze zisku kondenzačního tepla, ale z podstatné části z nízké tepelné ztráty spalinami. Porovnání dosažitelného stupně využití v závislosti na zatížení klasického, nízkoteplotního a kondenzačního kotle ukazuje Obr. 1. [4][5]



Obr. 1: Znáornění stupně využití v závislosti na vytížení kotle pro klasický, nízkoteplotní a kondenzační kotel [5]



Účinnost spalování ovlivňuje také takzvaný přebytek vzduchu ve spalinách, který je udáván součinitelem přebytku vzduchu  $\alpha$ . Ten je dán poměrem skutečného množství vzduchu, které bylo dopraveno do spalovacího prostoru k teoreticky minimálnímu, potřebnému pro ideální spalování. Spaliny bez přebytku vzduchu mají  $\alpha = 1$ . Zvyšující se  $\alpha$  znamená lepší účinnost spalování, avšak vyšší komínovou ztrátu, a u kondenzace způsobuje pokles teploty rosného bodu spalin. Například pro  $\alpha = 1$  je u ZP teplota rosného bodu spalin 57 °C, ale pro  $\alpha = 2$  je to 45 °C a pro  $\alpha = 3$  jen 38 °C. [4]



Obr. 2: Rosný bod spalin v závislosti na přebytku vzduchu (ZP) [4]

Z Obr. 2 je zřejmé, že kondenzační kotel pracuje s určitým přebytkem vzduchu (1,2 - 1,5) a skutečný rosný bod spalin se pro zemní plyn pohybuje mezi 50 a 55 °C. Má-li docházet ke kondenzaci, musí se teplota vratné vody pohybovat pod touto hodnotou. Řízení směšovacího poměru vychází z konstrukčního řešení kotle a jeho seřízení. Teplotu vratné vody ovlivňuje vlastní otopná soustava, a to hydraulickým zapojením a seřízením, teplotním spádem topné vody a způsobem provozu a regulace. [4]

Každý kondenzační kotel vyžaduje trvalý odvod kondenzátu. Napojení odvodu kondenzátu na kanalizaci podléhá schválení správcem kanalizace. Kondenzát od spalin zemního plynu má kyselost odpovídající pH 5, což je hodnota shodná s dešťovou vodou. Kondenzát z individuálního kotle lze napojit přímo na kanalizační síť bez dalšího opatření. Tam, kde to správce kanalizace požaduje nebo u větších zařízení, se provádí neutralizace kondenzátu. Chemická neutralizace se uskutečňuje průtokem kondenzátu přes odkyselovací hmoty, na které se CO<sub>2</sub> váže (mramor, dolomit...). Neutralizační zařízení je tvořeno nádobou z plastické hmoty s náplní neutralizačního granulátu a může být i součástí příslušenství kotle. [4]

## 2.3 Kondenzace a principy její intenzifikace

Kondenzace je proces, při kterém dochází ke změně skupenství látky z plynného stavu na kapalný stav. Tento proces se děje při ochlazování plynu, kdy dochází ke snížení rychlosti pohybu molekul plynu, což umožňuje molekulám shlukovat se do kapalného stavu. V průběhu této fázové změny se částice plynu spojují a vytvářejí pevnější vazby, které uvolňují energii ve formě latentního tepla. [6]

Ke kondenzaci dochází, jelikož se do vzduchové hmoty vejde pouze omezené množství vodní páry. Množství vodní páry, které je vzduch schopen pojmout závisí na teplotě a tlaku a je popsáno Clausiovým-Clapeyronovým vztahem (2)

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\Delta h}{T\Delta v} \quad (2)$$

kde  $dp/dT$  = rychlost změny tlaku v závislosti na teplotě [Pa/°C]

$\Delta h = h^v - h^l$  = rozdíl měrných entalpií při změně fáze [J/mol]

$T$  = teplota [°C]

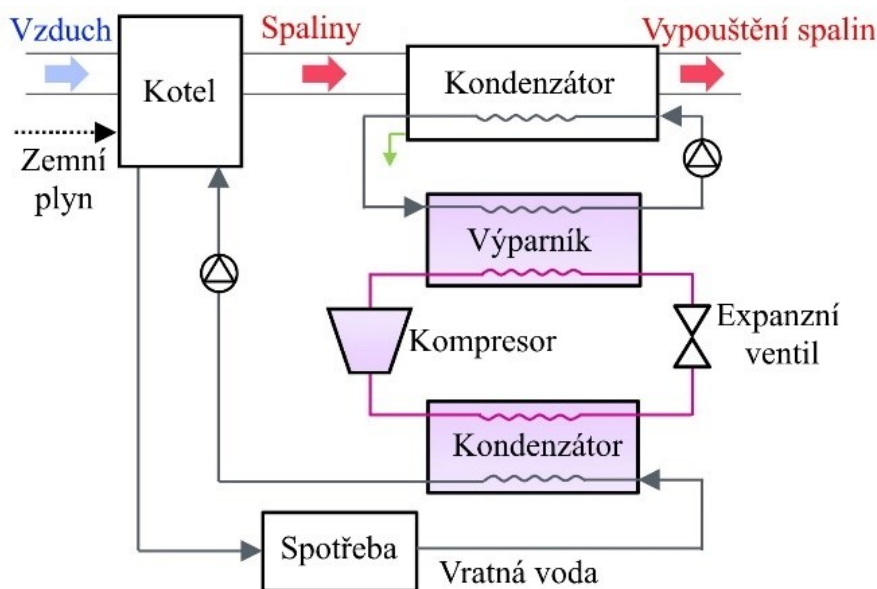
$\Delta v = v^v - v^l$  = rozdíl měrných objemů při změně fáze [m<sup>3</sup>/mol]

Tento vztah umožňuje vypočítat, jak se mění tlak nasycené parní fáze s teplotou při fázových přechodech. Pro konkrétní látku s konstantní měrnou parní entalpií a objemovou změnou lze tento vztah využít k určení teploty varu nebo kondenzace při různých tlacích.

Jak již bylo zmíněno, tak k procesu kondenzace dochází při ochlazování plynu např. spalin. V energetice je tohoto jevu nejčastěji docíleno použitím zdroje chladu např. vratné vody, který ochladí plyn na základě rozdílu entalpií ve výměníku tepla ať už kontaktního či nekontaktního. Právě zmíněný entalpický rozdíl lze definovat jako hnací sílu pro přenos tepla. Nabízí se několik principů jak entalpický rozdíl mezi zdrojem chladu a spalinami zvýšit, což se projeví v nárůstu kondenzace a zvýšení účinnosti systému.

### 2.3.1 Princip 1 - snížení teploty chladícího média

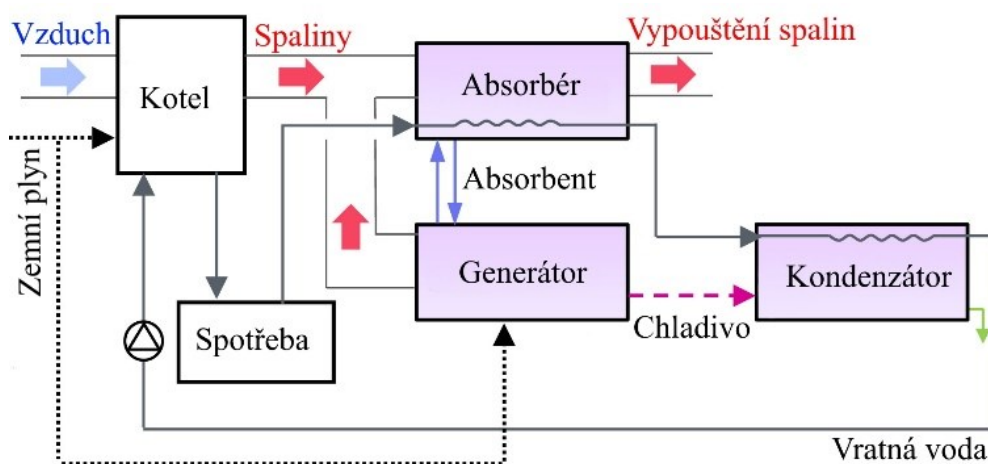
Protože vratná voda není dostatečně studená, aby mohla sloužit jako chladící medium pro systémy rekuperace odpadního tepla, pomáhá snížení teploty vratné vody překonat výše uvedenou technickou překážku. Jelikož roste maximální účinnost využití tepla lze využít více odpadního tepla. Pro snížení teploty chladícího média se do systémů rekuperace odpadního tepla mohou zavádět například tepelná čerpadla (viz Obr. 3), která mohou produkovat vodu chladnější než vratná voda. Bylo prokázáno, že tepelná čerpadla pomáhají zlepšit energetickou účinnost a ekonomickou efektivitu v oblasti využití odpadního tepla. [7]



Obr. 3: Rekuperace odpadního tepla zavedením tepelného čerpadla [7]

### 2.3.2 Princip 2 - snížení teploty rosného bodu chladicího média

Snížení teploty rosného bodu chladicího média je další způsob zvýšení účinnosti vratného získávání tepla ze spalin. Když dojde ke snížení teploty rosného bodu, rozdíl entalpií mezi chladicím zdrojem a spalinami se zvětšuje, což v konečném důsledku zlepšuje celkovou účinnost vratného získávání tepla. To v praxi umožňuje systémům rekuperace odpadního tepla efektivněji využívat tepelnou energii obsaženou ve spalinách. Jako prostředek k dosažení tohoto cíle se často využívá absorpční tepelné čerpadlo s otevřeným cyklem (viz Obr. 4). Skládá se ze tří základních komponent: generátoru, kondenzátoru a absorbéru, které společně pracují s kapalným absorbentem. Tento absorbent, který může být například chlorid lithný nebo bromid lithný, cirkuluje mezi generátorem a absorbérem, přičemž absorbuje teplo ze spalin a následně ho přenáší do generátoru. Zde je regenerován pomocí tepelného zdroje, což umožňuje cyklické obnovování jeho absorpčních vlastností. Odpadní teplo, které je zachyceno pomocí absorpčního tepelného čerpadla s otevřeným cyklem, je následně uvolněno do vratné vody prostřednictvím absorbéru a kondenzátoru, čímž se efektivně využije veškerá dostupná tepelná energie a minimalizuje se energetický odpad. [7]

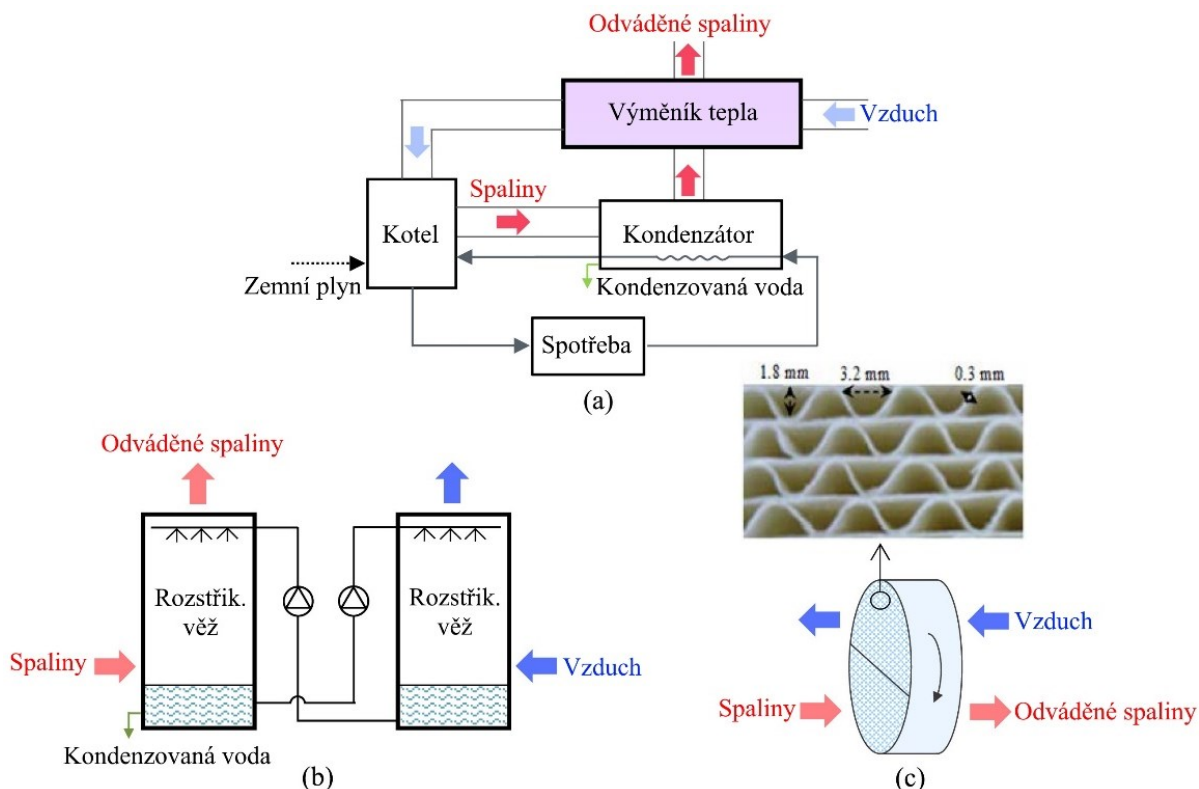


Obr. 4: Absorpční tepelné čerpadlo s otevřeným cyklem [7]

### 2.3.3 Princip 3 - zvýšení teploty rosného bodu spalin

Zvýšení hnací síly mezi spalinami a chladicím médiem lze docílit navýšením teploty rosného bodu spalin. Když dojde ke zvýšení teploty rosného bodu spalin, rozdíl entalpií mezi chladicím zdrojem a spalinami se zvětšuje, což v konečném důsledku zlepšuje celkovou účinnost vratného získávání tepla.

Jedním způsobem, jak docílit zvýšení rosného bodu spalin je použitím výměníku tepla za kondenzačním výměníkem (viz Obr. 5 (a)), a to jak v provedení kombinace dvojitého rozstřikovací věží (viz Obr. 5 (b)), tak pomocí entalpického kola (viz Obr. 5 (c)). V obou případech slouží výměník tepla k výměně tepla mezi spalinami a vzduchem. Okolní vzduch se ve výměníku tepla ohřívá a zvlhčuje a další vodní pára ze vzduchu se po procesu spalování připojuje ke spalinám. V důsledku toho se zvýší teplota rosného bodu spalin a zpětnou vazbou lze zachytit více latentního tepla. [7]



Obr. 5: (a) schéma použití výměníku tepla za kondenzačním výměníkem; (b) Výměník tepla: kombinace dvojitých rozstříkovacích věží; (c) Výměník tepla: entalpické kolo [7]

Druhým způsobem je vlhčení spalovacího vzduchu vzniklým kondzátem. Toho lze dosáhnou použitím výměníku tepla ve formě rozstříkovací věže. Ta by sprchovala kapičky vody proti proudu spalovacího vzduchu a předávala by jak teplo, tak vlhkost což by po spalovacím procesu mělo za následek nárůst rosného bodu spalin.

Tento princip se jeví jako nejúčinnější a nejekonomičtější díky jeho jednoduché mechanické konstrukci, která vyžaduje menší počáteční investice. Doba návratnosti by se měla pohybovat do dvou let. Tento princip, ale na rozdíl od předchozích dvou musí brát v úvahu, jak zvlhčený vzduch ovlivňuje proces spalování v kotli, kolik vlhkosti lze přidávat za předpokladu stabilního spalování a jak velký je odpor vzduchu v důsledku zavedení výměníků tepla. K tomu je také třeba počítat se změnou emisí, zejména při variantě s použitím vzniklého kondzátu na vlhčení. [7]

## 2.4 Vliv vlhkosti a její intenzifikace

Vlhkost, tedy koncentrace vodní páry ve vzduchu, je rozhodujícím faktorem, který má své důsledky i v oblasti energetiky. Pochopení vzájemného působení teploty, tlaku a vlhkosti je pro optimalizaci energetických procesů jako je kondenzace v kondenzačních kotlích významné. Vzhledem k tomu, že vlhkost ovlivňuje teplotu rosného bodu, může být řízení vlhkosti nedílnou součástí energetické účinnosti.

### 2.4.1 Vyjádření vlhkosti vzduchu

Existuje několik způsobů, jak vyjádřit vlhkost vzduchu. Pro popis kondenzace a pro výpočty je nejhodnější relativní vlhkost  $\varphi$  [%] kterou určujeme vztahem (3)

$$\varphi = \frac{p_p}{p''_p} \cdot 100 \quad (3)$$

kde  $\varphi$  = relativní vlhkost [%]

$p_p$  = parciální tlak par skutečně obsažených v plynu [MPa]

$p''_p$  = parciální tlak nasycených vodních par při dané teplotě [MPa]

### 2.4.2 Důsledky nárůstu vlhkosti vzduchu

Nárůst vlhkosti vzduchu má značný vliv na provoz kotle, a to především zvyšováním teploty spalin za kotlem, což může vést k nárůstu komínových ztrát a snížení účinnosti kotle. Vyšší teplota spalin dále ovlivňuje vstupní parametry zařízení instalovaných ve spalinovém traktu kotle. Nárůst vlhkosti spalovacího vzduchu také vede k výraznému zvýšení množství vodní páry v traktu spalin, což způsobuje zvýšení teploty rosného bodu spalin a zvýšené riziko nízkoteplotní koroze. [8]

Dále může nárůst vlhkosti vzduchu ovlivnit rychlost proudění spalin v kotli, avšak tato zvýšení budou pro kotel téměř vždy přijatelná. S nárůstem vlhkosti vzduchu se také zvyšuje teplota vody v teplosměnných plochách kotle. U některých systémů může teplota vzrůst až k bodu varu, což závisí na konfiguraci systému z hlediska uspořádání teplosměnných ploch. U většiny kotlů je toto riziko minimální, protože jsou vyváženy dostatečnou teplotní rezervou v jednotlivých otopných plochách. Mezi další následky může patřit snížení maximální možné teploty spalování, zvýšení přenosu tepla v ekonomizérech a samozřejmě zvýšení obsahu vody ve spalinách. [8]

U kondenzačních kotlů vede nárůst vlhkosti při kondenzaci k užitečnému vyššímu obsahu vodní páry ve spalinách, což může vést k možnému zvýšení energetického výnosu při vyšší teplotě rosného bodu spalin.

### 2.4.3 Způsoby vlhčení

Z dočasných výzkumů se jeví dvě metody jako slibné. Jsou jimi zvlhčování spalovacího vzduchu nebo paliva. Avšak v řešení, kdy se voda přidává do paliva jako kapalná voda, dochází k odpařování vody uvnitř energetického systému s vysokou energetickou náročností při vysokých teplotách. Pro dosažení lepší energetické účinnosti by se voda měla přidávat do spalovacího procesu jako odpařená voda ve spalovacím vzduchu. Odpařená voda by mohla být přidávána v procesu, kdy je spalovací vzduch zvlhčován teplem z nízkoteplotních spalin za kondenzačním systémem spalin a v některých případech také vratnou vodou ze systému dálkového vytápění. Závěrem lze říci, že přidávání kapalné vody je životaschopným řešením, ale ve srovnání se zvlhčováním spalovacího vzduchu je méně energeticky účinné. [8]

Zvlhčování spalovacího vzduchu je metodou, jak dále zvýšit celkovou účinnost při kombinované výrobě tepla a elektřiny a historicky se uplatňovala hlavně v elektrárnách spalujících biomasu. Podstatou je přesun části zbytkové energie ze spalin zpět do spalovacího vzduchu. Spalovací vzduch se ohřívá a zvlhčuje výměnou s teplejšími spalinami za

kondenzátorem spalin. Voda odpařená při nízké teplotě (50 °C) ve zvlhčovači vede k vyšší entalpii a teplotě nasycení spalin na výstupu z kotle, což zvyšuje teplotu a množství tepla předaného z přímého kondenzačního stupně do vratného okruhu dálkového vytápění. V tomto příkladu vyšší obsah vody zvyšuje rosný bod spalin po ochlazení, takže přímý kondenzační stupeň může kondenzovat obsah vody z nasycených spalin od 68 °C místo pouhých 63 °C. Část nízkoteplotní vody (50 °C) přiváděné do zvlhčovače se neodpaří, ale získá se zpět jako ochlazená voda (20-30 °C). Čistý účinek je ten, že energie ve spalinách, která nebyla získána přímým stupněm kondenzace spalin, se vrací zpět do kotle, takže se dále snižuje množství energie ztracené komínem. [8]

Technické provedení zvlhčovače je prakticky řešeno jako sprchový reaktor s výplní, ve které je chladný vzduch sprchován teplou vodou. Voda vzduch částečně ohřívá a částečně se odpařuje. Zbylá voda se během procesu ochlazuje a odvádí ze spodní části sprchové vypírky. Používá se protiproudý okruh, v němž je chladný vzduch nasáván do spodní části zvlhčovače a poté směřuje vzhůru proti proudu vody. Existují i jiné typy zvlhčování, ale v praxi nejsou tak účinné a nejsou vhodné pro vratné získávání nízkopotenciálního tepla ze spalin. [8]

Provedené experimenty zvlhčování prokázaly, že účinnost kotle se s rostoucí vlhkostí přiváděného vzduchu zvyšuje (při stejné teplotě vzduchů). Testování bylo provedeno pro přebytek vzduchu 1,1 a 1,3 při několika různých teplotách, přičemž největší nárůst účinnosti činil 3,8 %. Zvýšení teploty a vlhkosti přiváděného vzduchu tedy výrazně zlepšilo účinnost kotle na zemní plyn. Mezi další dopady zvlhčování patří zvýšení množství kondenzátu. Tento efekt se projevoval ve vyšší míře v případech s menším přebytkem vzduchu, kde bylo dosaženo až 23,5 % nárůstu zkondenzované vody. Dále zvlhčení přineslo významné zlepšení procesu kondenzační výměny tepla z čehož vyplývá, možnost vyššího zisku latentního tepla. Hlavním důvodem pro tato zvýšení byl efekt nárůstu vlhkosti na zvýšení rosného bodu, což umožňuje kondenzaci při vyšší teplotě. Teplota rosného bodu se při nárůstu poměru přebytku vzduchu zmenšila, je však ale třeba poznamenat, že experimenty byly provedeny v limitovaném rozmezí a efekt dalšího zvyšování nad přebytek vzduchu 1,3 zůstává neprozkoumán. [9]

## 2.5 Emise ze spalování zemního plynu

Spalovací proces je doprovázen vznikem produktů hoření, které mají vesměs negativní dopad na životní prostředí. Převážná většina těchto škodlivin odchází z ohniště s plynnými spalinami, s nimiž opouští kotel a dostává se do ovzduší. Přiměřená míra vypouštěných škodlivin je regulována zavedením zákonných emisních limitů, které musí každé spalovací zařízení, resp. jeho provozovatel dodržovat. Opatření, která lze obecně uplatnit pro snížení emisí, se dělí na primární s cílem omezení produkce škodlivin ve fázi jejich vzniku v průběhu nebo bezprostředně po spalování paliva ve spalovací komoře kotle a na sekundární, kde je snaha o rozklad nebo záchyt již vzniklých škodlivin za spalovací komorou nebo až za kotlem. [10]

### 2.5.1 Emise NO<sub>x</sub>

Při spalování vznikají oxidy dusíku (NO<sub>x</sub>) jako směs oxidu dusnatého (NO) a několikanásobně toxičtějšího oxidu dusičitého (NO<sub>2</sub>), přičemž výrazně převažuje obsah NO. NO<sub>x</sub> mají významný vliv na životní prostředí a jsou hlavním faktorem způsobujícím znečištění fotochemickým smogem. Veškerá opatření zaměřená na omezení tvorby NO<sub>x</sub> při spalování se dnes zahrnují do skupiny tzv. „primárních opatření“ a jedná se o snížení přebytku vzduchu na výstupu z ohniště na nezbytné minimum z hlediska účinnosti spalování a produkce CO,

odstupňovaný přívod spalovacího vzduchu, odstupňovaný přívod paliva, zajištění rovnoměrných koncentrací paliva a kyslíku a recirkulací spalin do ohniště. [10][9]

### **2.5.2 Emise CO**

CO (oxid uhelnatý) je meziproduktem při spalování zemního plynu. Je hořlavý a charakterizuje neúplnost spalování. V případě vysokých emisí CO je spalování zemního plynu neúplné, což signalizuje nízkou účinnost využití energie. CO je však toxický plyn, který může poškodit lidské zdraví, pokud se uvolní do okolí. Proto je důležité kontrolovat jeho vznik a emise. Mezi známé příčiny nadměrných emisí CO patří příliš nízký přebytek spalovacího vzduchu, špatná příprava spalovací směsi, nevhodná distribuce spalovacího vzduchu a příliš nízká spalovací teplota. Primární opatření pro snížení produkce CO při spalování se zaměřují na eliminaci těchto faktorů, nicméně je nutné tato opatření vzájemně konfrontovat s dopadem na emise  $\text{NO}_x$ , kde mohou mít opačný vliv. [10][9]

### **2.5.3 Vliv přebytku vzduchu na emise**

Přebytek vzduchu při spalování snižuje relativní podíl paliva v reakční směsi a zvyšuje podíl kyslíku. To má vliv na vznik oxidů dusíku ( $\text{NO}_x$ ) a oxidu uhelnatého (CO). Snižování celkového množství vzduchu do ohniště má vždy za následek pokles emisní koncentrace  $\text{NO}_x$ , může však zapříčinit nedostatečné množství kyslíku v reakční směsi a může vznikat velké množství CO. Na druhou stranu při rostoucím přebytku vzduchu se množství vznikajícího CO snižuje, protože více kyslíku je k dispozici pro oxidaci paliva na oxid uhličitý ( $\text{CO}_2$ ). Změna přebytku vzduchu má vliv i na další parametry spalování na které je třeba brát ohled při optimalizaci pro snížení emisí.

### **2.5.4 Vliv teploty spalovacího vzduchu na emise**

Koncentrace, CO se s rostoucí teplotou spalovacího vzduchu snižuje v důsledku vyšší teploty ve spalovací komoře a tím způsobené spalování CO na  $\text{CO}_2$ . Na druhou stranu se tvorba  $\text{NO}_x$  s rostoucí teplotou zvyšuje, což je způsobeno vysokou teplotou plamene, kdy se tvoří více  $\text{NO}_x$ .

### **2.5.5 Vliv vlhkosti spalovacího vzduchu na emise**

Z výsledků experimentů je zřejmé, že vlhkost přiváděného vzduchu ovlivňuje vznik  $\text{NO}_x$ . Při zvyšování vlhkosti dochází ke snižování vzniku  $\text{NO}_x$ , což je způsobeno snížením teploty spalování. Dále z výsledků experimentů vychází, že vlhkost přiváděného vzduchu má vliv na vznik CO. Při zvyšující se vlhkosti dochází k růstu koncentrace CO, neboť vyšší vlhkost způsobuje neúplné spalování zemního plynu a reakci mezi parami a metanem, čímž se zvyšuje produkce CO. Rozdíly v koncentraci, CO jsou patrné zejména při různých poměrech přebytku vzduchu, přičemž při nižším poměru vzduchu k palivu dochází k větším nárůstům koncentrace CO. Nad určitou úroveň vlhkosti dochází k prudkému až exponenciálnímu nárůstu generovaného CO. U nízkých přebytků vzduchů se může jednat o nezanedbatelné nárůsty ve stovkách ppm a v případě velké vlhkosti spalovacího vzduchu by bylo vhodné přebytek vzduchu navýšit. [9]

### 3. Výpočtové metody účinnosti plynových kotlů

Výpočtové metody tepelné účinnosti kotle se dělí na dva způsoby:

- přímá metoda – výpočet z dodané a vyrobené energie
- nepřímá metoda – výpočet na základě tepelných ztrát kotle

Pro obě metody je třeba pro vyjádření příkonu definovat takzvanou redukovanou výhřevnost, dle vztahu (4). Ta obohacuje výhřevnost o veškeré teplo přivedené do kotle prostřednictvím jednotky paliva. K jednotce paliva  $\text{Nm}^3_{\text{pv}}$  je pak nutné všechny parametry ve výpočtu vztahovat.

$$Q_{i \text{ red}} = Q_i + h_{pv} + h_v \text{ [kJ/Nm}^3_{\text{pv}}] \quad (4)$$

kde  $Q_i$  = výhřevnost paliva  $[\text{kJ/Nm}^3_{\text{pv}}]$

$h_{pv}$  = fyzické teplo paliva  $[\text{kJ/Nm}^3_{\text{pv}}]$

$h_v$  = fyzické teplo vzduchu  $[\text{kJ/Nm}^3_{\text{pv}}]$

V relevantních případech lze do vztahu započítávat teplo přivedené cizím zdrojem, teplo přivedené parou při ofukování stěn nebo rozprašování mazutu a teplo ve spalinách 3.recirkulace.

Pro obě metody je také třeba definovat referenční vztažné podmínky, ke kterým stanovíme přesnou hodnotu dodávaného příkonu. Co se týče vztažného tlaku je obecně využívána hodnota 101,325 kPa (jedna atmosféra), naopak u teploty se používané hodnoty často rozcházejí. Pro úplnost jsou definovány dvě vztažné teploty, kde  $t_1$  odpovídá vztažné teplotě dochlazení spalin a  $t_2$  odpovídá vztažné teplotě měření (teplotě plynu). Pro obecně používané hodnoty  $t_1/t_2$  je pro představu níže uvedena tabulka změny výhřevnosti a spalného tepla u čistého metanu. [11]

Tab. 1: Výhřevnost a spalné teplo pro jednotlivé teploty  $t_1/t_2$  [11]

$t_1/t_2$ [°C]	$Q_i$ [kJ/m <sup>3</sup> ]	$Q_s$ [kJ/m <sup>3</sup> ]
<b>15/15</b>	33 948	37 706
<b>0/0</b>	35 818	39 840
<b>15/0</b>	35 812	39 777
<b>25/0</b>	35 808	39 735
<b>20/20</b>	33 367	37 044
<b>25/20</b>	33 365	37 024

Hodnota  $t_2$  vykazuje značný vliv na výsledné hodnoty, jak je zřejmé z Tab. 1. Rozhodnutí o její volbě je však relativně jednoduché, protože mnoho výpočtů je vztaženo k takzvanému normálovému metru krychlovému  $\text{Nm}^3$ , definovanému při tlaku 101,325 kPa a teplotě 0 °C. Z toho důvodu je vhodné zvolit  $t_2$  rovněž jako 0 °C.

Hodnota  $t_1$  nemá na výslednou hodnotu příliš velký vliv, zejména v případě výhřevnosti, kde se její účinek promítá pouze jako změna nevyužité teploty v nekondenzujících spalinách. Výraznější je pak vliv změny  $t_1$  na spalné teplo, neboť tato teplota ovlivňuje nejen teplotu



spalin, ale i množství vzniklého kondenzátu a s tím související energii fázové změny. Při respektování normy ČSN EN 12952-15, která doporučuje hodnotou  $t_1$  na 25 °C byla tato hodnota vztažné teploty zvolena. Stejná vztažná teplota je dále použita i pro ostatní teplo přivedené do kotle při výpočtu redukované výhřevnosti. Jedná se o teplotu plynu se vztažnou teplotou 25 °C a teplotu spalovacího vzduchu se vztažnou teplotou 25 °C a relativní vlhkostí 50 %.

### 3.1 Přímá metoda

Účinnost kotle  $\eta$  je obecně dána poměrem mezi energií vyrobenou ku energii přivedené palivem. Pro výpočet u plynových kotlů používáme následující vztah (5)

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{vyr}}{\dot{Q}_{pt}} = \frac{\dot{m}_w \cdot (h_{w,out} - h_{w,in})}{\dot{V}_{pv} \cdot Q_{i,red}} [-] \quad (5)$$

kde  $\dot{Q}_{vyr}$  = tepelný výkon kotle stanovitelný z průtoku vody  $\dot{m}_w$  [ $\text{Nm}^3_{pv}/\text{s}$ ]

a rozdílu entalpií mezi vstupem a výstupem z kotle  $h_{w,out} - h_{w,in}$  [ $\text{kJ}/\text{Nm}^3_{pv}$ ]

$\dot{Q}_{pt}$  = dodaný příkon tepla stanovitelný ze spotřeby paliva  $\dot{V}_{pv}$  [ $\text{Nm}^3_{pv}/\text{s}$ ]

a redukované výhřevnosti  $Q_{i,red}$  [ $\text{kJ}/\text{Nm}^3_{pv}$ ]

### 3.2 Nepřímá metoda

Účinnost kotle  $\eta$  je v této metodě definována pomocí vyhodnocení tepelných ztrát kotle, které představují rozdíl mezi jeho příkonem a výkonem. Pro výpočet u plynových kotlů používáme následující vztah (6)

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{pr} - \dot{Q}_z}{\dot{Q}_{pr}} = 1 - \frac{\dot{Q}_z}{\dot{Q}_{pr}} = 1 - \sum Z_i [-] \quad (6)$$

kde  $\dot{Q}_z$  = ztracený výkon kotle [W]

$\sum Z_i$  = součet jednotlivých poměrných ztrát [-]

Poměrné tepelné ztráty kotle jsou

- $Z_C$  = ztráta mechanickým nedopalem paliva
- $Z_f$  = ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
- $Z_{CO}$  = ztráta chemickým nedopalem paliva
- $Z_{sv}$  = ztráta sdílením tepla do okolí
- $Z_k$  = ztráta citelným teplem spalin (komínová)

Ztráta mechanickým nedopalem paliva a fyzickým teplem tuhých zbytků je spjatá s tuhými zbytky a není pro plyné palivo relevantní. Ztráta chemickým nedopalem paliva je závislá na koncentraci CO ve spalinách, k jehož značnému vzniku dochází při podstechiometrickém spalování. Při nadstechiometrickém spalování je jejich tvorba obvykle nízká (řadově v setinách %) a lze jí zanedbat. První relevantní ztrátou je tedy ztráta sdílením tepala do okolí, ta se určí z velikosti povrchu kotle, jeho teploty a teploty okolí jako tepelný výkon sdílený volnou konvekcí, a to podle vztahu (7)

$$Z_{sv} = \frac{\alpha_k \cdot S \cdot (T_{stř} - T_o)}{\dot{V}_{pv} \cdot Q_{i \text{ red}}} [-] \quad (7)$$

kde  $\alpha_k$  = součinitel přestupu tepla [W/m<sup>2</sup>K]  
 $S$  = velikost teplosměnné plochy (povrch kotle) [m<sup>2</sup>]  
 $T_{stř}$  = střední teplota pláště kotle [K]  
 $T_o$  = teplota okolního prostředí [K]

Tou nejvýznamnější ztrátou je, ale ztráta citelným teplem spalin. Tato ztráta se určuje jako rozdíl mezi entalpií spalin při naměřené teplotě za kotlem a při vztažném stavu, a to podle vztahu (8)

$$Z_k = \frac{h_S^{T_S} - h_S^{T_{vz}}}{Q_{i \text{ red}}} [-] \quad (8)$$

kde  $h_S^{T_S}$  = měrná entalpie spalin při teplotě spalin za kotlem  $T_S$  [kJ/Nm<sup>3</sup><sub>pv</sub>]  
 $h_S^{T_{vz}}$  = měrná entalpie spalin při vztažné teplotě  $T_{vz}$  [kJ/Nm<sup>3</sup><sub>pv</sub>]

Entalpie spalin lze určit pomocí stechiometrického výpočtu, který bude popsán v kapitole 5.2.

Tato metodika bilancování kotlů založená na vyjádření tepla v palivu pomocí výhřevnosti neuvažuje skupenské kondenzační teplo vodní páry. S párou se zde pracuje jako s nekondenzujícím plynem, což není pro bilancování kondenzačních kotlů vhodné. Tato konvence zavedená v Evropě má za následek paradox, kdy účinnost kondenzačních kotlů vyjádřená popsáním způsobem může vyjít větší než 100 %, neboť do tepelného příkonu kotle není zahrnuto skupenské kondenzační teplo vodní páry, které se v kotli částečně využívá. Další problém vzniká při určení komínové ztráty kotle, který nerespektuje změnu složení a objemu spalin v případě kondenzace vodní páry. Tím je v podstatě vyloučena možnost úspěšné aplikace nepřímé metody pro určení účinnosti kondenzačních kotlů a přednost získává metoda přímá. Ta však v reálných aplikacích, zejména u malých kotlů, naráží na problém, kdy ne vždy je k dispozici měření průtoku pracovní látky. [12]

Z toho důvodu je vhodné doplnit výpočet nepřímou metodou o složku, která tento efekt alespoň přibližně zohledňuje. V této práci volíme jeden z možných přístupů, kterým je zavedení „zisku“ kondenzací vodní páry ze spalin  $z_{kond}$ , která alespoň numericky přidává předpokládanou uvolněnou energii ze vzniklého kondenzátu. K jeho výpočtu lze využít například vztah (9), pro který je nezbytné měřit množství kondenzátu nebo přesnou teplotu kondenzace. Výsledná hodnota se následně přičte ke ztrátám, což může vést k účinnosti nad 100 %. Tento přístup má však několik problémů. V první řadě zavedení zisku odporuje principu nepřímé metody, která má vycházet z odečtu tepelných ztrát. Dále tato metoda nezohledňuje změny ve složení a objemu spalin v důsledku kondenzace. Při této metodě je skupenské teplo vztahováno pouze ke konkrétní teplotě a tlaku, přičemž proces kondenzace probíhá kontinuálně za různých podmínek mezi teplotou rosného bodu a koncovou teplotou spalin.

$$z_{kond} = \frac{m_{kond} \cdot (h_{H_2O,g}^T - h_{H_2O,l}^T)}{\dot{V}_{pv} \cdot Q_{i \text{ red}}} [-] \quad (9)$$

kde  $m_{kond}$  = množství kondenzátu [kg/Nm<sup>3</sup><sub>pv</sub>]

$h_{\text{H}_2\text{O},g}^T$  = měrná entalpie vodní páry v plynné fázi [kJ/kg]

$h_{\text{H}_2\text{O},l}^T$  = měrná entalpie vodní páry v kapalně fázi [kJ/kg]

### 3.3 Určení účinnosti podle spalného tepla

Pro eliminaci zmíněných problémů je navržena nová metodika výpočtu účinnosti, kde je výhřevnost zaměněna za spalné teplo  $Q_s$  [kJ/Nm<sup>3</sup>], jelikož právě spalné teplo se od výhřevnosti liší zahrnutím skupenského tepla vodní páry. V první řadě definujeme redukované spalné teplo, které se bude počítat podle následujícího vztahu (10), který vychází z redukované výhřevnosti.

$$Q_{s \text{ red}} = Q_s + h_{pv} + h_v \text{ [kJ/Nm}_3^3\text{]} \quad (10)$$

Po definování redukovaného spalného tepla nestačí pouze provést substituci za redukovanou výhřevnost v existujících vztazích, změnu je třeba promítnout do celého výpočtu. První změnou je výpočet entalpie, kde již nebereme vodní páru jako nekondenzovaný plyn, ale počítáme reálné množství páry po odečtení množství, které zkondenzuje. Pokud předpokládáme, že spaliny opouštějící kondenzační kotel jsou vodní parou nasycené, lze objem vodní páry v nich obsažený vyjádřit z jejího parciálního tlaku podle následujícího vztahu (11)

$$O_{\text{H}_2\text{O},g}^t = \frac{p_p \cdot O_{SS}^\alpha}{p_o - p_p} = \frac{p''_{\text{H}_2\text{O}} \cdot O_{SS}^\alpha}{p_o - p''_{\text{H}_2\text{O}}} \text{ [Nm}^3\text{/Nm}_3^3\text{]} \quad (11)$$

kde  $p_p$  = parciální tlak vodní páry ve spalinách zde odpovídající tlaku sytosti

vodní páry  $p''_{\text{H}_2\text{O}}$  při teplotě spalin na výstupu z kotle  $t_k$

$O_{SS}^\alpha$  = minimální objem suchých spalin získaných spálením [Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup><sub>pv</sub>]

$p_o$  = tlak okolí = 101 325 Pa

Vodní pára se nám pomocí tohoto vztahu rozdělí na objem, který zůstane v plynné fázi  $O_{\text{H}_2\text{O},g}^t$  a pokud jej odečteme od celkového objemu vodní páry získáme také objem vodní páry, který přejde fázovou změnou na kapalinu tzv. kondenzát  $O_{\text{H}_2\text{O},l}^t$ . Zatímco  $O_{\text{H}_2\text{O},g}^t$  stále započítáme, sice v menším množství do ztráty citelným teplem, tak nám zároveň vznikne nová ztráta od odcházejícího kondenzátu  $Z_{kond}$ . Tu lze vyjádřit následujícím vztahem (12)

$$Z_{kond} = \frac{(m_{kond} \cdot h_{kond} - m_{kond}^{vz} \cdot h_{kond}^{vz})}{Q_{s \text{ red}}} \text{ [-]} \quad (12)$$

kde  $h_{kond}$  = měrná entalpie kondenzátu při teplotě kondenzace [kJ/Nm<sup>3</sup><sub>v</sub>]

$h_{kond}^{vz}$  = měrná entalpie kondenzátu při vztažné teplotě  $T_{vz}$  [kJ/Nm<sup>3</sup><sub>v</sub>]

$m_{kond}$  = množství zkondenzované vodní páry při teplotě kondenzace [Nm<sup>3</sup><sub>v</sub>/Nm<sup>3</sup><sub>pv</sub>]

$m_{kond}^{vz}$  = množství zkondenzované vodní páry při vztažné teplotě  $T_{vz}$  [Nm<sup>3</sup><sub>v</sub>/Nm<sup>3</sup><sub>pv</sub>]

Při této definici je třeba brát v potaz možnou zápornou ztrátu při malém až žádném vzniku kondenzátu. [12]

## 4. Úvod a cíle praktické části

Předchozí kapitola věnovaná výpočtovým metodám účinnosti plynových kotlů nastínila motivaci pro tvorbu praktické části tím, že představila novou výpočtovou metodiku s vhodnějším přístupem k výpočtu kondenzačních plynových kotlů. V praktické části má dojít k ověření, zda lze tuto metodiku použít pro určení přesné a správné účinnosti kondenzačního plynového kotle pouze na základě znalosti teploty a složení spalin spolu s měřením odběru kondenzátu. Tento postup by pak mohl sloužit jako jednodušší alternativa k současnému stavu, kdy je pro správné určení účinnosti zapotřebí přesné měření teplot a průtoku vody kotlem, což může být někdy obtížně realizovatelné.

Stávající metoda výpočtu účinnosti nepřímou metodou vztaženou k výhřevnosti není vhodná pro aplikaci na kondenzační kotle, protože nedokáže zahrnout změnu složení a objemu spalin a přesně vyjádřit kondenzační teplo. V předchozí kapitole byla také navržena úprava této nepřímé metody s tzv. numerickým výpočtem "zisku" z kondenzace, avšak tato úprava porušuje princip nepřímé metody a nezohledňuje změny ve složení a objemu spalin. Tato metoda je však považována za jednu možných a v praxi používaných metod a v rámci této práce bude využita k porovnání s nově navrženou metodikou vztaženou ke spálenému teplu.

Zmíněná stávající výpočtová metodika a nově uvedená metodika vztažená ke spálenému teplu, pracují na základě určitých podobností a rozdílů. Je vhodné tyto podobnosti a rozdíly kvantifikovat, aby bylo možné správně potvrdit a porovnat nově navrženou metodiku. K tomu je nejprve navržen způsob numerického porovnání metod, jehož cílem je provést výpočet nepřímou metodou oběma zmíněnými metodikami a následně porovnat jednotlivé dílčí i výsledné hodnoty. Dále je pomocí nové metodiky zhodnocen vliv provozních parametrů na účinnost kotle. Tento krok je nutný k potvrzení, zda nám tato nová metodika umožňuje přesně popsat změnu provozních parametrů na účinnost kondenzačních kotlů, což nebylo možné provést stávajícími metodami. V poslední řadě je provedeno experimentální ověření metody na demonstrační experimentální trati v laboratořích ČVUT. Experimentální ověření bude provedeno pomocí série experimentů při různých výkonech kotle, jak v kondenzačním, tak v nekondenzujícím režimu. Pro tyto jednotlivé experimenty bude následně provedeno vyhodnocení, které zahrnuje výpočty účinnosti nepřímou metodou, a to jak vztaženou k výhřevnosti, tak ke spálenému teplu. Tyto účinnosti budou dále porovnány s účinnostmi vypočtenými metodou přímou, opět vztaženou k výhřevnosti a ke spálenému teplu. Od experimentu se předpokládá potvrzení nové metodiky nebo případné odůvodněné vyvrácení funkčnosti nové metodiky.

# 5. Numerické porovnání metod pro určení účinnosti

## 5.1 Přípravné výpočty pro použité palivo

Následující výpočty slouží k simulaci chování spalování zemního plynu v plynovém kotly. Výpočty však není možné provést obecně pro zemní plyn, jelikož se složení a fyzikální charakteristiky na různých nalezištích liší. Pro následující výpočty byl zvolen zemní plyn o parametrech specifikovaných v Tab. 2.

Tab. 2: Složení zemního plynu

Složky zemního plynu	Sumární vzorec	Objemový podíl složky [%]
Methan	CH <sub>4</sub>	98,0830
Ethan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0,5910
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0,2020
Butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0,0796
Pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0,0212
Hexan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	0,0172
Oxid uhličitý	CO <sub>2</sub>	0,1380
Dusík	N <sub>2</sub>	0,8680

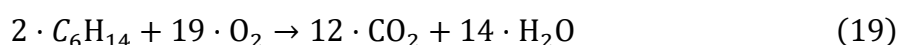
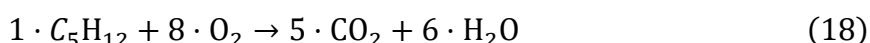
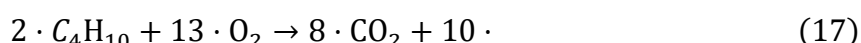
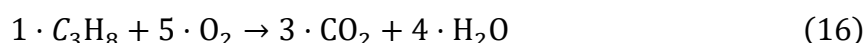
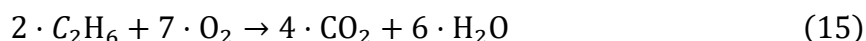
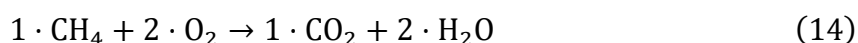
Výhřevnost paliva  $Q_i$  je pak možné dopočítat pomocí hodnot standardních slučovací entalpií  $\Delta_f H_{gas}^0$  jednotlivých složek, získaných z databáze NIST (viz Tab. 3 [13]).

Tab. 3: Standardní slučovací entalpie jednotlivých složek [13]

Složky	Sumární vzorec	$\Delta_f H_{gas}^0$ [kJ/mol]
Methan	CH <sub>4</sub>	-74,9
Ethan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-84
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-104,7
Butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-125,6
Pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	-146,8
Hexan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	-167,1
Vodní pára	H <sub>2</sub> O <sub>(g)</sub>	-241,8
Oxid uhličitý	CO <sub>2</sub>	-393,5
Kyslík	O <sub>2</sub>	0
Dusík	N <sub>2</sub>	0

Standardní slučovací entalpie je dále dosazena do chemických bilancí pro jednotlivé uhlovodíky (viz rovnice 14-19). Po dosazení získáme standardní reakční entalpii  $\Delta H_r$  pro jednotlivé uhlovodíky (viz Tab. 4), kterou dále použijeme k dopočítání jednotlivých výhřevností (viz Tab. 4), a to podělením  $\Delta H_r$  molárním objemem ideálního plynu  $V_m$ . Ten dopočítáme podle vztahu (13), a to dosazením hodnot při tzv. normálových podmínkách tedy teplotě 0 °C a tlaku 101,325 kPa. Výsledné výhřevnosti jsou vztažené ke stejným podmínkám.

$$V_m = \frac{n \cdot R \cdot T}{p} = \frac{1 \cdot 8,314 \cdot 273,15}{101325} = 0,0224 \text{ Nm}^3/\text{mol} \quad (13)$$



$$Q_{i,i} = \frac{\Delta H_{r,i}}{V_m} [\text{kJ}/\text{Nm}^3] \quad (20)$$

Tab. 4: Standardní reakční entalpie a výhřevnost

Složky	Sumární vzorec	$\Delta H_r$ [kJ/mol]	$\Delta Q_i$ [kJ/Nm <sup>3</sup> ]
<b>Methan</b>	CH <sub>4</sub>	-802,2	35 813
<b>Ethan</b>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-1428,4	63 768
<b>Propan</b>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-2043	91 205
<b>Butan</b>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-2657,4	118 634
<b>Pentan</b>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	-3271,5	146 049
<b>Hexan</b>	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	-3886,5	173 504

V poslední řadě vynásobíme výhřevnosti jednotlivých složek s jejich procentuálním zastoupením v plynu a získáme celkovou výhřevnost paliva.

$$Q_i = \sum Q_{i,i} \cdot \frac{r_i}{100} [\text{kJ}/\text{Nm}^3_{\text{pv}}] \quad (21)$$

$$Q_i = 35\,813 \cdot \frac{98,0830}{100} + 63\,768 \cdot \frac{0,5910}{100} + 91\,205 \cdot \frac{0,2020}{100} + 118\,634 \cdot \frac{0,0796}{100} + 146\,049 \cdot \frac{0,0212}{100} + 173\,504 \cdot \frac{0,0172}{100} = 35\,842 \text{ kJ}/\text{Nm}^3_{\text{pv}}$$

Výsledná entalpie je z důvodu výpočtu pro hodnoty standardní slučovací entalpie vztažená na 25 °C, tudíž není normálová. Z publikace popisující tepelné hodnoty zemního plynu a jeho složek, kde je několik složek uvedeno v 0 °C (viz [14]) je zřejmé, že se jedná o zanedbatelné změny v řádu setin, které jsou často opatřeny nejistotami. Zároveň byla ve výpočtu použita data, která jsou také opatřena nejistotami, a navíc jsou v databázi NIST uvedeny různorodé

hodnoty za pomoci různých metod výpočtů z různých prací. Z těchto důvodů a jelikož se v práci jedná pouze o referenční hodnotu je vypočtená hodnota považována za normálovou.

Obdobným způsobem je také možné dopočítat spalné teplo. Toho lze docílit zaměněním standardní slučovací entalpie vodní páry pro plynou fázi za hodnotu pro fázi kapalnou  $\Delta_f H_{H_2O,liquid}^0 = -285,8 \text{ kJ/mol}$ . Po dosažení nové hodnoty vyjdou rozdílné standardní reakční entalpie, ze kterých se následně dopočítá spalné teplo jednotlivých složek, viz Tab. 5.

Tab. 5: Standardní reakční entalpie a spalné teplo

Složky	Sumární vzorec	$\Delta H_r$ [kJ/mol]	$Q_s$ [kJ/Nm <sup>3</sup> ]
<b>Methan</b>	CH <sub>4</sub>	-890,2	39 741
<b>Ethan</b>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-1560,4	69 661
<b>Propan</b>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-2219	99 063
<b>Butan</b>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-2877,4	128 455
<b>Pentan</b>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	-3535,5	157 835
<b>Hexan</b>	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	-4194,5	187 254

Poté je opět potřeba vynásobit spalná tepla jednotlivých složek s jejich procentuálním zastoupením v plynu a získáme celkové spalné teplo.

$$Q_s = \sum Q_{s_i} \cdot \frac{r_i}{100} [\text{kJ}/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (22)$$

$$Q_s = 39741 \cdot \frac{98,0830}{100} + 69661 \cdot \frac{0,5910}{100} + 99063 \cdot \frac{0,2020}{100} + 128455 \cdot \frac{0,0796}{100} + 157835 \cdot \frac{0,0212}{100} + 187254 \cdot \frac{0,0172}{100} = 39759 \text{ kJ}/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

## 5.2 Stechiometrické výpočty

Stechiometrické výpočty počítají bilanci objemů počátečního a koncového stavu spalování. Vychází ze stechiometrických spalovacích rovnic a ze zákona zachování energie a hmoty. Stechiometrické objemy jsou závislé na složení paliva. Změna složení, např. vlhkosti paliva, znamená jejich změnu a vyžaduje nový výpočet. Postup výpočtu v následujících kapitolách platí pouze pro výpočet plynných paliv, liší se tedy od společného postupu výpočtu, který je pro pevná a kapalná paliva. [15]

### 5.2.1 Výpočet složení spalin při stechiometrickém spalování

Výpočet objemů složek spalin při stechiometrickém spalování se počítá bez přebytku vzduchu a uvažuje se tedy  $\alpha = 1$ . Objemové koncentrace ze složení zemního plynu použitého pro výpočet dosadíme do následujících vztahů výpočtu pro plynná paliva. Veškeré výpočetní vztahy a konstanty použité pro stechiometrické výpočty v této kapitole jsou převzaty z literatury [15].

**Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm<sup>3</sup> plynu:**

$$O_{O_2 \text{ min}} = 0,5 \cdot o_{H_2} + 0,5 \cdot o_{CO} + \sum \left( m + \frac{n}{4} \right) \cdot o_{C_m H_n} - o_{O_2} [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (23)$$

kde  $o_i$  = objemový podíl jednotlivých plynných složek [ $\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$ ]

$m$  = počet atomů uhlíku v molekule uhlovodíku

$n$  = počet atomů vodíku v molekule uhlovodíku

$$\begin{aligned} O_{O_2 \min} &= 0,5 \cdot 0 + 0,5 \cdot 0 + \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 0,98083 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 0,00591 + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0,00202 \\ &+ \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,0008 + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot 0,0021 + \left(6 + \frac{14}{4}\right) \cdot 0,00017 - 0 \\ &= 2,001 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3 \end{aligned}$$

**Minimální objem suchého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1  $\text{Nm}^3$  plynu:**

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (24)$$

$$O_{VS \min} = \frac{2,00095}{0,21} = 9,528 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

Pro další výpočty je potřeba definovat hodnotu  $\chi_v$ , z důvodu proměnlivých vlastností okolního vzduchu se tato hodnota při návrhových výpočtech často volí jako  $\chi_v = 1,016$ . K jeho přesnému výpočtu je možné a bude použit vztah (25) pro který, jsou zapotřebí vlastností okolního vzduchu (viz Tab. 6) pro již definovanou standardní teplotu okolí.

Tab. 6: Vlastnosti okolního vzduchu

Relativní vlhkost vzduchu	$\varphi$	50	%
Teplota okolního vzduchu	$T_o$	25	°C
Tlak syté páry	$p''$	3169,9	Pa
Tlak okolí	$p_o$	101 325	Pa

**Podíl vodní páry na 1  $\text{m}^3$  suchého vzduchu:**

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_o - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} [-] \quad (25)$$

$$\chi_v = 1 + \frac{50}{100} \cdot \frac{3169,9}{101\,325 - \frac{50}{100} \cdot 3169,9} = 1,016$$

**Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení  $\text{Nm}^3$  plynu:**

$$O_{VV \min} = \chi_v \cdot O_{VS \min} [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (26)$$

$$O_{VV \min} = 1,016 \cdot 9,528 = 9,68 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Objem vodní páry ve vlhkém vzduchu:**

$$O_{H_2O}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (27)$$

$$O_{H_2O}^V = 9,68 - 9,528 = 0,151 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Objem oxidu uhličitého:**



$$O_{CO_2} = o_{CO_2} + 0,994 \cdot (o_{CO} + \sum m \cdot o_{C_m H_n}) + 0,0003 \cdot O_{VS \min} [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (28)$$

$$O_{CO_2} = 0,00138 + 0,994 \cdot (0 + 1 \cdot 0,98083 + 2 \cdot 0,00591 + 3 \cdot 0,00202 + 4 \cdot 0,0008 + 5 \cdot 0,0021 + 6 \cdot 0,00017) + 0,0003 \cdot 9,528 = 1,002 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Objem dusíku:**

$$O_{N_2} = o_{N_2} + 0,7805 \cdot O_{VS \min} [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (29)$$

$$O_{N_2} = 0,00868 + 0,7805 \cdot 9,528 = 7,446 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Objem argonu:**

$$O_{Ar} = o_{Ar} + 0,0092 \cdot O_{VS \min} [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (30)$$

$$O_{Ar} = 0 + 0,0092 \cdot 9,528 = 0,088 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Výsledný objem suchých spalín:**

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (31)$$

$$O_{SS \min} = 1,002 + 7,446 + 0,088 = 8,535 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Objem vodní páry ve spalínách po stechiometrickém spálení:**

$$O_{H_2O}^S = o_{H_2O} + o_{H_2} + \sum \frac{n}{2} \cdot o_{C_m H_n} + O_{H_2O}^V [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (32)$$

$$O_{H_2O}^S = 2 \cdot 0,98083 + 3 \cdot 0,00591 + 4 \cdot 0,00202 + 5 \cdot 0,0008 + 6 \cdot 0,0021 + 7 \cdot 0,00017 + 0,151 = 2,145 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Minimální objem vlhkých spalín:**

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (33)$$

$$O_{SV \min} = 8,535 + 2,145 = 10,681 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

## 5.2.2 Objemy složek spalín s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,1$

V praxi se však spalování provádí s větším množstvím vzduchu. Je proto nutné provést přepočty objemů pro stav s přebytkem vzduchu. Přepočty v této kapitole bude proveden pro stav, kdy  $\alpha = 1,1$ .

**Objem vodní páry s přebytkem vzduchu:**

$$O_{H_2O}^\alpha = O_{H_2O}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{H_2O}^V [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (34)$$

$$O_{H_2O}^\alpha = 2,145 + (1,1 - 1) \cdot 0,151 = 2,16 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Objem oxidu uhličitého s přebytkem vzduchu:**

$$O_{CO_2}^\alpha = O_{CO_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS \min} \cdot 0,0003 [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (35)$$

$$O_{CO_2}^\alpha = 1,002 + (1,1 - 1) \cdot 9,528 \cdot 0,0003 = 1,002 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Objem dusíku s přebytkem vzduchu:**

$$O_{N_2}^\alpha = O_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS \min} \cdot 0,7805 [\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (36)$$

$$O_{N_2}^\alpha = 7,446 + (1,1 - 1) \cdot 9,528 \cdot 0,7805 = 8,189 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Objem argonu s přebytkem vzduchu:**

$$O_{Ar}^\alpha = O_{Ar} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS \text{ min}} \cdot 0,0092 \text{ [Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (37)$$

$$O_{Ar}^\alpha = 0,088 + (1,1 - 1) \cdot 9,528 \cdot 0,0092 = 0,096 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Objem kyslíku s přebytkem vzduchu:**

$$O_{O_2}^\alpha = O_{O_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS \text{ min}} \cdot 0,21 \text{ [Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (38)$$

$$O_{O_2}^\alpha = 0 + (1,1 - 1) \cdot 9,528 \cdot 0,21 = 0,2 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Celkový objem suchých spalin s přebytkem vzduchu:**

$$O_{SS}^\alpha = O_{CO_2}^\alpha + O_{N_2}^\alpha + O_{Ar}^\alpha + O_{O_2}^\alpha \text{ [Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (39)$$

$$O_{SS}^\alpha = 1,002 + 8,189 + 0,096 + 0,2 = 9,488 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

**Celkový objem vlhkých spalin s přebytkem vzduchu:**

$$O_{SV}^\alpha = O_{SS}^\alpha + O_{H_2O}^\alpha \text{ [Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3] \quad (40)$$

$$O_{SV}^\alpha = 9,488 + 2,16 = 11,649 \text{ Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$$

## 5.3 Rosný bod

Rosný bod (teplota rosného bodu) je teplota, při které je plyn maximálně nasycen vodní párou (relativní vlhkost dosahuje 100 %). Pokud teplota klesne pod tento bod, dochází ke kondenzaci. Teplota rosného bodu se liší pro různé absolutní vlhkosti vzduchu: čím více je ve vzduchu vodní páry, tím vyšší je teplota rosného bodu, resp. tím vyšší musí být teplota vzduchu (a vodní páry), aby nedošlo ke kondenzaci vodní páry. Naopak, pokud je ve vzduchu velmi málo vodní páry, může být vzduch chladnější, aniž by pára kondenzovala. Vzduch o určité teplotě může obsahovat jen určité množství vodní páry. Čím vyšší je teplota vzduchu (a tedy i vodní páry), tím více vodní páry může být na jednotku objemu, aniž by se pára stala kapalnou. Pokud se vzduch začne ochlazovat pod teplotu rosného bodu, vodní pára začne kondenzovat.

### 5.3.1 Rosný bod při stechiometrickém spalování

Pro výpočet rosného bodu je nutné nejprve dopočítat parciální tlak vodní páry  $p_{p,H_2O}$ .

**Parciální tlak vodní páry:**

$$p_{p,H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SV}} \cdot p_o \text{ [Pa]} \quad (41)$$

kde  $p_o$  značí celkový tlak vlhkých spalin, zvolen jako atmosférický tlak. Ten je vynásoben poměrem objemů vypočítaných při stechiometrickém spalování v kapitole 5.2.

$$p_{p,H_2O} = \frac{2,145}{10,681} \cdot 101\,325 = 20\,352,2 \text{ Pa}$$

**Rosný bod – určeno z databáze Coolprop:**

Teplotu rosného bodu  $T_{RB}$  je pak možné stanovit pomocí tabulek látkových vlastností CoolProp pro vodní páru, při odpovídajícím parciálním tlaku  $p_{p,H_2O}$  a suchosti páry  $x = 1$ .

$$T_{RB} = f(p_{p,H_2O}; x; H_2O) = f(20\,352,2; 1; H_2O) = 60,436\text{ °C} \quad (42)$$

### 5.3.2 Rosný bod s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,1$

Pro výpočet rosného bodu s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,1$  použijeme obdobný postup s dosazením hodnot při přebytku vzduchu.

**Parciální tlak vodní páry s přebytkem vzduchu:**

$$p_p^\alpha = \frac{O_{H_2O}^\alpha}{O_{SV}^\alpha} \cdot p_o \text{ [Pa]} \quad (43)$$

$$p_p^\alpha = \frac{2,16}{11,649} \cdot 101\,325 = 18\,792,7 \text{ Pa}$$

**Rosný bod s přebytkem vzduchu – určeno z databáze Coolprop:**

$$T_{RB} = f(p_p^\alpha; x; H_2O) = f(18\,792,7; 1; H_2O) = 58,718\text{ °C} \quad (44)$$

## 5.4 Množství kondenzátu

Pro teploty spalin  $T_S$  nižší, než vypočtený rosný bod dochází ke kondenzaci vodní páry, jejíž množství lze kvantifikovat podle výpočtu uvedeného v této kapitole. Pro výpočty stanovujeme hodnotu dochlazení na 50 °C. V této a následující kapitolách budou pro tuto teplotu provedeny výpočty, které budou doplněny obrázky či tabulkami reprezentující chování v okolních teplotách, jako například Obr. 6 zobrazující vývoj množství zkondenzované vodní páry a množství kondenzátu s teplotou.

**Parciální tlak syté páry – určeno z databáze Coolprop:**

$$p''_p = f(T; x; H_2O) = f(323,15,45; 1; H_2O) = 12\,352 \text{ Pa} \quad (45)$$

**Vyjádření celkového objemu vodní páry ve spalinách pro jednotlivé teploty:**

Jedná se o množství vodní páry, které může při dané teplotě zůstat v plynné fázi.

$$p''_p = \frac{O_{H_2O}^\alpha}{O_{SS}^\alpha + O_{H_2O}^\alpha} \cdot p_o \text{ [Pa]} \Rightarrow O_{H_2O,g}^{\alpha,50^\circ C} = \frac{p''_p \cdot O_{SS}^\alpha}{p_o - p''_p} \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3_{pv}] \quad (46)$$

$$O_{H_2O,g}^{\alpha,50^\circ C} = \frac{12\,352 \cdot 9,488}{101\,325 - 12\,352} = 1,317 \text{ Nm}^3\text{/Nm}^3_{pv}$$

**Dopočítání objemu vodní páry, která musí při dané teplotě zkondenzovat:**

$$O_{H_2O,l}^{\alpha,50^\circ C} = O_{H_2O}^\alpha - O_{H_2O,g}^{\alpha,50^\circ C} \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3_{pv}] \quad (47)$$

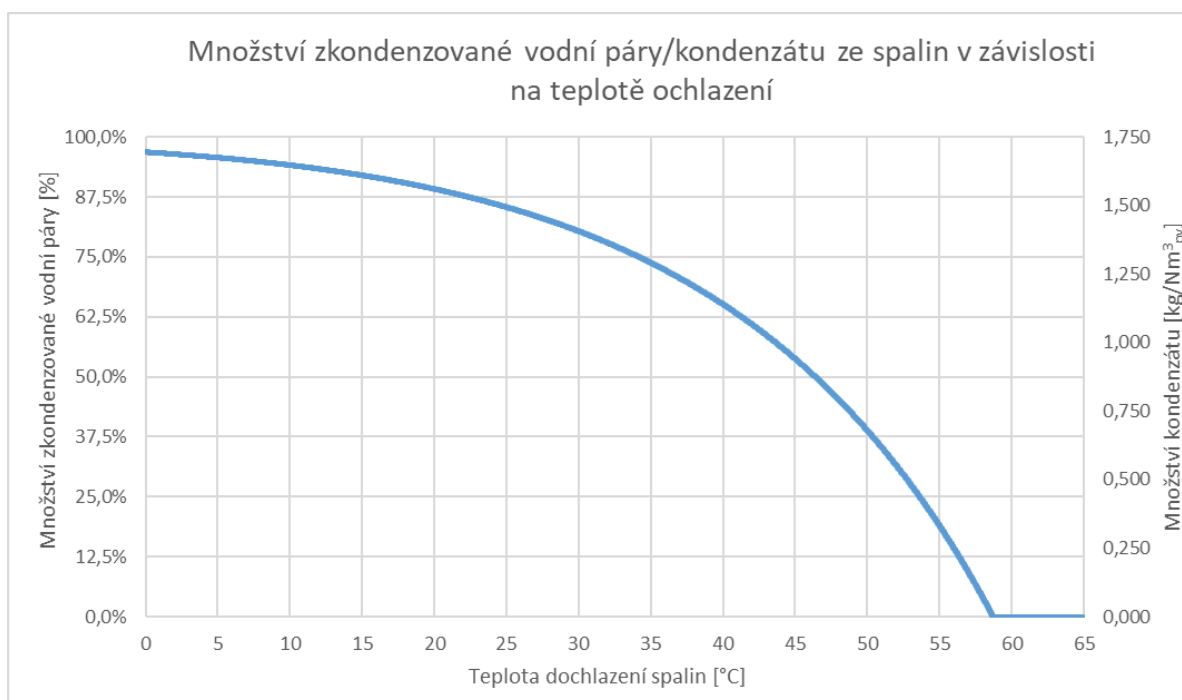
$$O_{H_2O,l}^{\alpha,50^\circ C} = 2,161 - 1,317 = 0,843 \text{ Nm}^3\text{/Nm}^3_{pv}$$

**Přepočítání na hmotnost:**

Provedeme pomocí známé hodnoty hustoty vodní páry  $\rho_{H_2O}$ , která činí 0,8058 kg/Nm<sup>3</sup>

$$m_{H_2O,l}^{\alpha,50^\circ C} = O_{H_2O,l}^{\alpha,50^\circ C} \cdot \rho_{H_2O} \text{ [kg/Nm}^3_{pv}, \text{l/Nm}^3_{pv}] \quad (48)$$

$$m_{H_2O,l}^{\alpha,50^\circ C} = 0,843 \cdot 0,8058 = 0,679 \text{ kg/Nm}^3_{pv} = 0,679 \text{ l/Nm}^3_{pv}$$



Obr. 6: Množství zkondenzované vodní páry/kondenzátu ze spalin v závislosti na teplotě ochlazení

## 5.5 Měrné entalpie

Entalpie je veličina, která nám zde vyjadřuje tepelnou energii uloženou ve spalinách a její rozdíl při různých teplotách ochlazení spalin použijeme k výpočtu potenciálních tepelných zisků. Velkou roli zde bude hrát změna entalpie při kondenzaci, která nám znázorňuje uvolňování tepelné energie z procesu postupného navazování částic plynů při tvorbě kapalně fáze.

**Parciální tlaky jednotlivých složek spalin:**

$$p_p = \frac{O_1^\alpha}{O_{SV}^\alpha} \cdot p_o \text{ [Pa]} \quad (49)$$

$$p_{p,H_2O}^{\alpha,50^\circ C} = \frac{O_{H_2O}^{\alpha,50^\circ C}}{O_{H_2O}^{\alpha,50^\circ C} + O_{SV}^{\alpha,50^\circ C}} \cdot p_o = \frac{1,558}{1,558 + 11,225} \cdot 101\,325 = 12\,352 \text{ Pa}$$

Tyto hodnoty jsou při nekondenzujícím stavu pro všechny složky neměnné, jak je vidět v Tab. 7 pro teploty 60 °C a výše. V momentě, kdy začne vodní pára kondenzovat začne se měnit obsah vodní páry ve spalinách což se promítne do hodnoty parciálních tlaků jednotlivých složek, jak je vidět v Tab. 7 pro teploty 50 °C a níže.

Tab. 7: Parciální tlaky jednotlivých složek spalin v Pa

$T_S$ [°C]	$p''_p$	$p_{p,H_2O}$	$p_{p,CO_2}$	$p_{p,N_2}$	$p_{p,Ar}$	$p_{p,O_2}$
75	38 595	18793	8720	71 233	839	1741
70	31 201	18793	8720	71 233	839	1741
65	25 042	18793	8720	71 233	839	1741
60	19 946	18793	8720	71 233	839	1741
55	15 762	15762	9040	73 849	870	1804
50	12 352	12352	9401	76 792	904	1876
45	9595	9595	9692	79 172	932	1934
40	7385	7385	9925	81 079	955	1981
35	5629	5629	10 111	82 595	973	2018
30	4247	4247	10 257	83 787	987	2047
25	3170	3170	10 371	84 717	998	2070

### Měrné entalpie pro jednotlivé složky spalin – určeno z databáze Coolprop:

Měrné entalpie jednotlivých složek plynu stanovíme pomocí tabulek látkových vlastností CoolProp pro jednotlivé složky, při odpovídajícím parciálním tlaku složky  $p_p$  a teploty spalin  $T_S$ . Jediná výjimka je pro dopočítání vodní páry, v tomto případě je místo parciálního tlaku vody použita suchost páry  $x = 1$ .

$$h_{H_2O,g}^T = f(x; T; H_2O) = f(1; 323,15; H_2O) = 2591,289 \text{ kJ/kg} \quad (50)$$

$$h_{H_2O,l}^T = f(p_{p,H_2O}; T; H_2O) = f(12 352; 323,15; H_2O) = 209,341 \text{ kJ/kg} \quad (51)$$

$$h_{CO_2}^T = f(p_{p,CO_2}; T; CO_2) = f(9401; 323,15; CO_2) = 528,125 \text{ kJ/kg} \quad (52)$$

$$h_{N_2}^T = f(p_{p,N_2}; T; N_2) = f(76 792; 323,15; N_2) = 335,349 \text{ kJ/kg} \quad (53)$$

$$h_{Ar}^T = f(p_{p,Ar}; T; Ar) = f(904; 323,15; Ar) = 168,134 \text{ kJ/kg} \quad (54)$$

$$h_{O_2}^T = f(p_{p,O_2}; T; O_2) = f(1876; 323,15; O_2) = 294,259 \text{ kJ/kg} \quad (55)$$

Tab. 8: Měrné entalpie pro jednotlivé složky spalin v kJ/kg

$T_S$ [°C]	$h_{H_2O,g}^T$	$h_{H_2O,l}^T$	$h_{CO_2}^T$	$h_{N_2}^T$	$h_{Ar}^T$	$h_{O_2}^T$
75	2635	2638	550	361	181	317
70	2626	2629	546	356	179	313
65	2618	2619	541	351	176	308
60	2609	2609	537	346	173	303
55	2600	230	532	341	171	299
50	2591	209	528	335	168	294
45	2582	188	524	330	166	290
40	2574	168	519	325	163	285
35	2565	147	515	320	160	280
30	2556	126	511	315	158	276
25	2547	105	507	309	155	271

Z důvodu sjednocení jednotek ve výpočtu je potřeba hodnoty měrných entalpií, které jsou v Tab. 8 v kJ/kg převést na kJ/Nm<sup>3</sup> (viz Tab. 9) a to vynásobením příslušnou normálovou hustotou.

Tab. 9: Měrné entalpie pro jednotlivé složky spalin v Nm<sup>3</sup>

$T_S$ [°C]	$h_{H_2O,g}^T$	$h_{H_2O,l}^T$	$h_{CO_2}^T$	$h_{N_2}^T$	$h_{Ar}^T$	$h_{O_2}^T$
75	2123	2126	1088	452	323	454
70	2116	2118	1079	445	318	447
65	2109	2110	1070	439	314	440
60	2102	2102	1061	432	309	434
55	2095	186	1053	426	305	427
50	2088	169	1044	419	300	420
45	2081	152	1035	413	295	414
40	2074	135	1027	406	291	407
35	2067	118	1018	400	286	401
30	2059	101	1010	393	281	394
25	2052	84	1002	387	277	388

Dále je zapotřebí dopočítat, jaká část vodní páry změní fázi na vodu (viz Tab. 10), a dopočítat celkovou entalpii (viz Tab. 10) jejíž průběh při změně teploty je zobrazen na Obr. 7.

**Množství vodní páry po kondenzaci:**

$$O_{H_2O,g} = \begin{cases} \frac{p_{\text{synt. páry}} \cdot O_{SS}^{\alpha}}{101325 - p_{\text{synt. páry}}} [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3_{\text{pv}}] & \text{pro } T < T_{RB} \\ O_{H_2O} [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3_{\text{pv}}] & \text{pro } T \geq T_{RB} \end{cases} \quad (56)$$

$$O_{H_2O,g}^{\alpha,50^\circ C} = \frac{p_{\text{synt. páry}}^{50^\circ C} \cdot O_{SS}^{\alpha,50^\circ C}}{101325 - p_{\text{synt. páry}}^{50^\circ C}} = \frac{12352 \cdot 9,488}{101325 - 12352} = 1,317 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3_{\text{pv}}$$

**Rozdělení vody a vodní páry:**

$$O_{H_2O,l} = O_{H_2O} - O_{H_2O,g} [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3_{\text{pv}}] \quad (57)$$

$$O_{H_2O,l}^{\alpha,50^\circ C} = O_{H_2O}^{\alpha,50^\circ C} - O_{H_2O,g}^{\alpha,50^\circ C} = 2,160 - 1,317 = 0,843 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3_{\text{pv}}$$

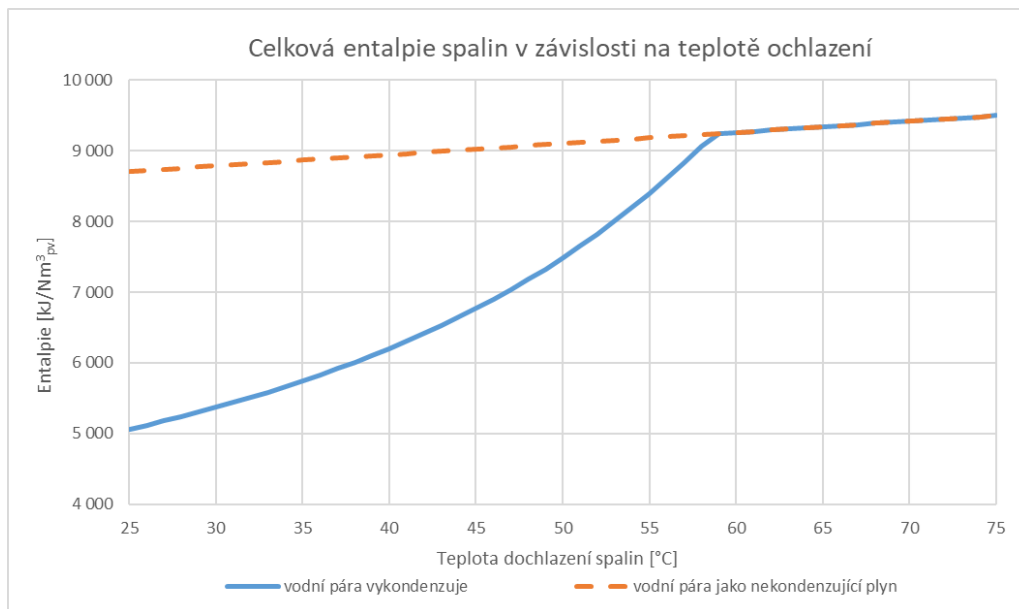
**Celková entalpie:**

$$h_C^{\alpha,T} = \sum O_i^{\alpha,T} \cdot h_i^{T,Q} [\text{kJ}/\text{Nm}^3_{\text{pv}}] \quad (58)$$

$$\begin{aligned} h_C^{\alpha,50^\circ C} &= O_{H_2O,g}^{\alpha,50^\circ C} \cdot h_{H_2O,g}^{50^\circ C} + O_{H_2O,l}^{\alpha,50^\circ C} \cdot h_{H_2O,l}^{50^\circ C} + O_{CO_2}^{\alpha,50^\circ C} \cdot h_{CO_2}^{50^\circ C} \\ &\quad + O_{N_2}^{\alpha,50^\circ C} \cdot h_{N_2}^{50^\circ C} + O_{Ar}^{\alpha,50^\circ C} \cdot h_{Ar}^{50^\circ C} + O_{O_2}^{\alpha,50^\circ C} \cdot h_{O_2}^{50^\circ C} \\ &= 1,317 \cdot 2088 + 0,843 \cdot 169 + 1,002 \cdot 1044 + 8,189 \cdot 419 + 0,096 \cdot 300 \\ &\quad + 0,200 \cdot 421 = 7486,543 \text{ kJ}/\text{Nm}^3_{\text{pv}} \end{aligned}$$

Tab. 10: Objemy pro jednotlivé složky spalin v  $\text{Nm}^3/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$  a celková entalpie spalin v  $\text{kJ}/\text{Nm}_{\text{pv}}^3$

$T_S$ [°C]	$O_{\text{H}_2\text{O}}^{\alpha,T}$	$O_{\text{H}_2\text{O,g}}^{\alpha,T}$	$O_{\text{H}_2\text{O,l}}^{\alpha,T}$	$O_{\text{CO}_2}^{\alpha,T}$	$O_{\text{N}_2}^{\alpha,T}$	$O_{\text{Ar}}^{\alpha,T}$	$O_{\text{O}_2}^{\alpha,T}$	$O_{\text{SS}}^{\alpha,T}$	$h_C^{\alpha,T}$
75	2,160	2,160	0	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	9500
70	2,160	2,160	0	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	9421
65	2,160	2,160	0	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	9342
60	2,160	2,160	0	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	9263
55	2,160	1,748	0,413	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	8396
50	2,160	1,317	0,843	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	7487
45	2,160	0,992	1,168	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	6773
40	2,160	0,746	1,415	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	6204
35	2,160	0,558	1,602	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	5746
30	2,160	0,415	1,745	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	5371
25	2,160	0,306	1,854	1,002	8,189	0,096	0,200	9,488	5061



Obr. 7: Změna celkové entalpie v závislosti na teplotě ochlazení

Na Obr. 7 je také přerušovanou čarou zobrazen vývoj celkové entalpie v případě, kdy neuvažujeme uvolňování skupenského kondenzačního tepla vodní páry. Ta zůstává i při kondenzaci ve výpočtu vztaženém k výhřevnosti jako nekondenzující plyn.

## 5.6 Zisk z kondenzace vztaženo k výhřevnosti

Pokud ochladíme spaliny pod rosný bod, začne kondenzující voda uvolňovat latentní teplo, které přispívá k navýšení účinnosti. Ke kvantifikaci zisku z kondenzace se, jak bylo zmíněno v kapitole 3.2 využívá vztah (59). Hodnoty vstupující do výpočtu a zisky pro jednotlivé teploty dochlazení jsou zobrazeny v Tab. 11.

$$z_{\text{kond}}^{\alpha,T} = \frac{m_{\text{kond}} \cdot (h_{\text{H}_2\text{O,g}}^T - h_{\text{H}_2\text{O,l}}^T)}{m_{\text{pv}} \cdot Q_{i \text{ red}}} [\%] \quad (59)$$

$$z_{\text{kond}}^{\alpha,50^\circ\text{C}} = \frac{0,574 \cdot (2591,289 - 209,341)}{1 \cdot 35\,842} = 0,038 = 3,8 \%$$

Tab. 11: Zisk z kondenzace při jednotlivých teplotách dochlazení vztaženo na  $Nm^3_p$

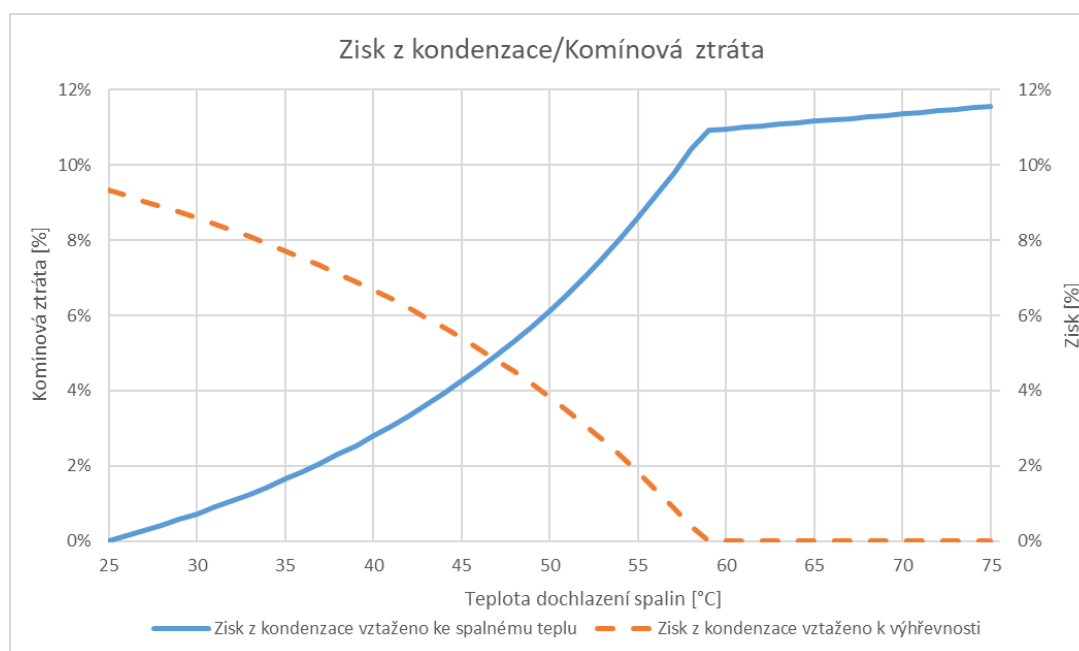
$T_S$ [°C]	$O_{H_2O}$ [ $Nm^3$ ]	$O_{H_2O,g}$ [ $Nm^3$ ]	$m_{H_2O,l}$ [l]	$Q_{kond}$ [kJ]	$Z_{kond}$ [-]
75	2,160	0	0	0	0
70	2,160	0	0	0	0
65	2,160	0	0	0	0
60	2,160	0	0	0	0
55	1,748	0,413	0,332	788	0,022
50	1,317	0,843	0,574	1368	0,038
45	0,992	1,168	0,808	1934	0,054
40	0,746	1,415	0,994	2392	0,067
35	0,558	1,602	1,145	2767	0,077
30	0,415	1,745	1,267	3079	0,086
25	0,306	1,854	1,369	3342	0,093

## 5.7 Zisk z kondenzace vztaženo ke spalnému teplu

Na rozdíl od výpočtu v předchozí kapitole zde pouze nepřičítáme zisk z kondenzace k účinnosti, ale efekt kondenzace se nám přímo promítá do komínové ztráty, kterou snižuje. Tu vypočítáme jako rozdíl entalpie odcházejících spalin při teplotě spalin a vztažné teplotě 25 °C a to bez započítání odcházejícího kondenzátu viz 5.8. Tu podělíme spalným teplem a získáme reálnou komínovou ztrátu sniženou o zisk z kondenzace. Změna komínové ztráty je zobrazena na Obr. 8, kde je doplněna ziskem z kondenzace při vztažení k výhřevnosti z kapitoly 5.6 pro přímé porovnání.

$$Z_k^{\alpha,T} = \frac{H_k^T - H_0^T}{Q_{s \text{ red}}} [\%] \quad (60)$$

$$Z_k^{\alpha,50^\circ C} = \frac{7486,54 - 5061,61}{39\,758,96} = 0,061 = 6,1 \%$$



Obr. 8: Komínová ztráta vztažená ke spalnému teplu

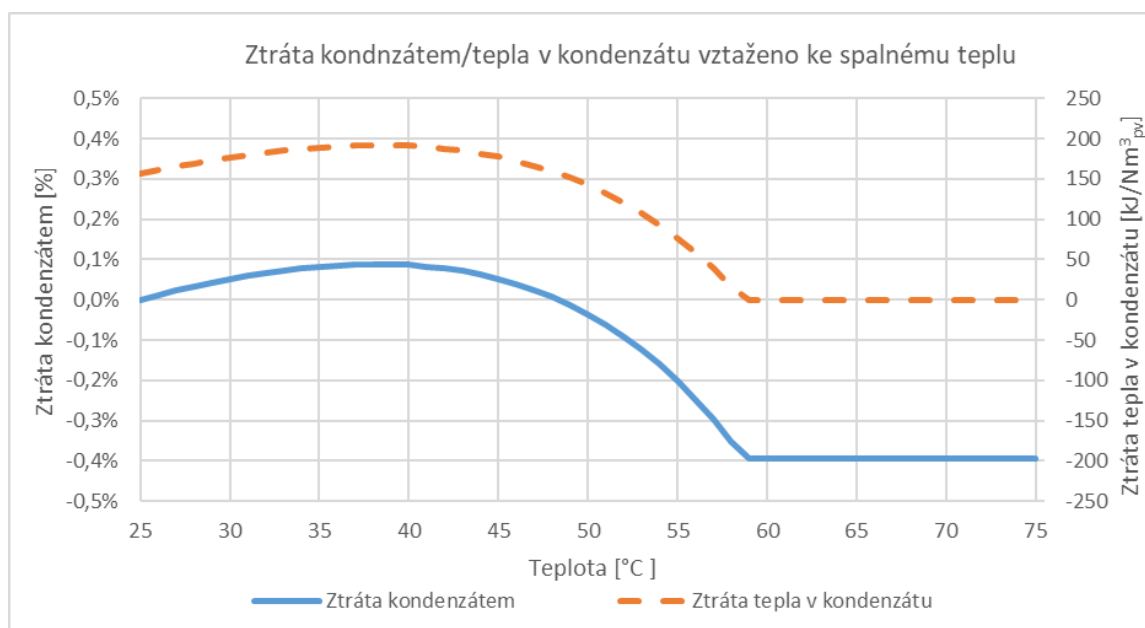


## 5.8 Ztráta kondenzátem vztahená ke spalnému teplu

Jelikož vykondenzovaná pára odchází ve formě kondenzátu, nelze tuto ztrátu považovat jako komínovou a je proto kvantifikována zvlášť. Změna ztráty s teplotou je zobrazena na Obr. 9.

$$Z_{kond} = \frac{(m_{kond} \cdot h_{kond} - m_{kondvz} \cdot h_{kondvz})}{Q_{s\ red}} \quad [\%] \quad (61)$$

$$Z_{kond}^{\alpha, 50^{\circ}C} = \frac{(0,84 \cdot 169 - 1,85 \cdot 84)}{39\ 758,96} = -0,0004 = -0,04 \%$$



Obr. 9: Ztráta tepla v kondenzátu vztahená ke spalnému teplu

Zajímavým výsledkem je záporná velikost ztráty kondenzátem, která byla zmíněna již dříve při její definici. Je to dáno tím, že při ochlazení spalin nad teplotu rosného bodu v kotli žádný kondenzát nevzniká, zatímco při fiktivním dochlazení až na vztahnou teplotu ano. Při ochlazování spalin pod teplotu rosného bodu produkce kondenzátu roste, současně však klesá jeho teplota, která je pro zjednodušení považována za stejnou jako teplota spalin. Podělením ztráty spalným teplem plynu vyjde poměrná ztráta kondenzátem, která nabývá velikosti v desetinách procenta.

## 5.9 Výpočet účinnosti nepřímou metodou

### 5.9.1 Účinnost vztahená ke spalnému teplu

Jedná se o metodu výpočtu účinnosti na základě tepelných ztrát kotle. U plynového kotle se tyto ztráty projevují pouze jako ztráta sdílením tepla do okolí a komínová ztráta. V rámci teoretických výpočtů je ztráta sdílením tepla do okolí těžko kvantifikovatelná. Z toho důvodu tuto hodnotu volíme a to jako 1 %. Komínovou ztrátu jsme již počítali v předchozí kapitole zbývá tedy pouze tyto hodnoty dosadit do vztahu kde budou odečteny od 100 % a získáme účinnost, která je zobrazena v Tab. 12.

$$\eta_N^{Q_s; \alpha, 50^{\circ}C} = 1 - Z_k - Z_{sv} - Z_{kond} \quad [\%] \quad (62)$$

$$\eta_N^{Q_s; \alpha, 50^{\circ}C} = 1 - 0,0614 - 0,01 + 0,036 = 0,929 = 92,9 \%$$

Tab. 12: Účinnost pro jednotlivé teploty dochlazení spalin

$T_S$ [°C]	$Z_k$ [%]	$Z_{sv}$ [%]	$Z_{kon}$ [%]	$\eta$ [%]
75	11,56	1	-0,394	87,84
70	11,36	1	-0,394	88,03
65	11,16	1	-0,394	88,23
60	10,96	1	-0,394	88,43
55	8,59	1	-0,201	90,61
50	6,14	1	-0,036	92,90
45	4,25	1	0,052	94,70
40	2,79	1	0,086	96,13
35	1,64	1	0,082	97,28
30	0,73	1	0,051	98,22
25	0,00	1	0	99,00

## 5.9.2 Účinnost vztahená k výhřevnosti

Jelikož ve výhřevnosti není uvažována energie, kterou lze získat kondenzací nelze použít stejný fyzikálně správný přístup. Místo něho se v praxi používám způsob, kdy je komínová ztráta počítána s entalpiemi kde se vodní pára počítá jako nekondenzující plyn a zisk z kondenzace je dopočítán odděleně a následně přičten ke ztrátám. To má často za následek překonání účinnosti 100 %.

Ztrátu sdílením tepla do okolí navýšíme na 1,1 % abychom respektovali přibližně 10 % rozdíl mezi spalným teplem a výhřevností. Zisk z kondenzace jsme již vypočítali v kapitole 5.6. K získání entalpií, kdy je vodní pára brána jako nekondenzující plyn pouze neprovedeme rozdělení vody a vodní páry. Tuto nerozdělenou hodnotu při jednotlivých teplotách vynásobíme entalpií vodní páry při jednotlivých teplotách. Výpočet pokračuje jako v předchozí kapitole s tím rozdílem, že je zde vztah pro výpočet účinnosti obohacen ziskem z kondenzace. Účinnosti pro jednotlivé teploty spalin jsou zobrazeny v Tab. 13.

$$\eta_N^{Q_i;\alpha,50^\circ\text{C}} = 1 - Z_k - Z_{sv} + z_{\text{kond}} \text{ [%]} \quad (63)$$

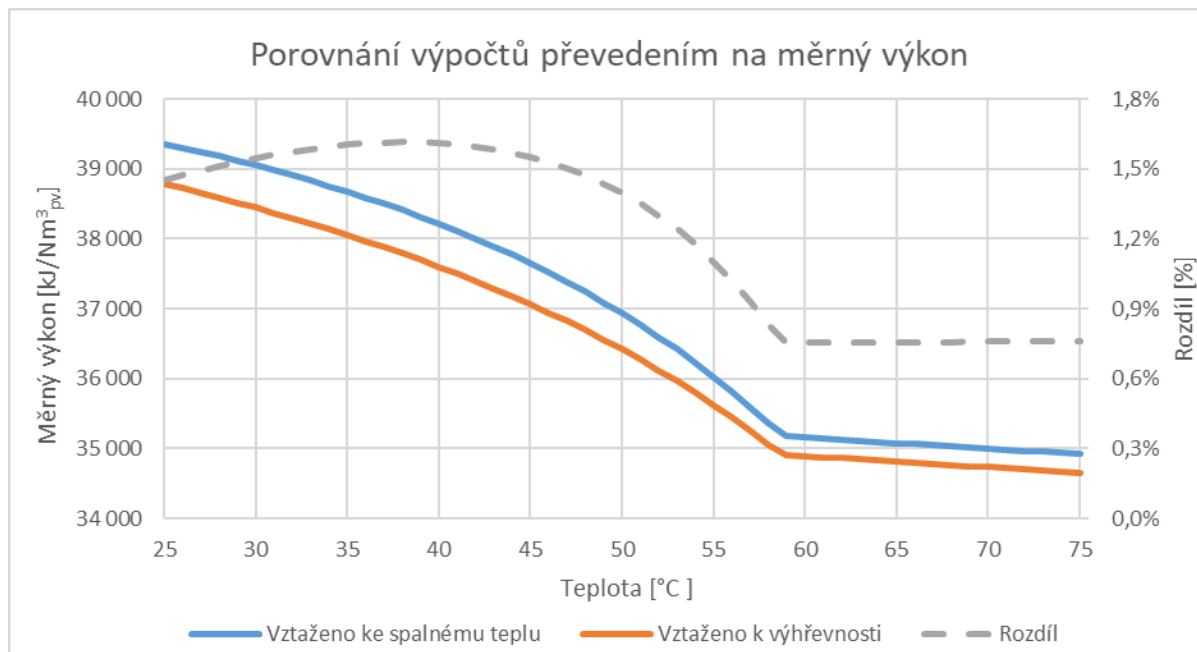
$$\eta_N^{Q_i;\alpha,50^\circ\text{C}} = 1 - 0,011 - 0,011 + 0,038 = 1,016 = 101,6 \text{ %}$$

Tab. 13: Účinnost pro jednotlivé teploty dochlazení spalin

$T_S$ [°C]	$I_C^T$ [kJ/Nm <sup>3</sup> <sub>pv</sub> ]	$Z_k$ [%]	$Z_{sv}$ [%]	$z_{\text{kond}}$ [%]	$\eta$ [%]
75	9500	2,21	1,1	0	96,69
70	9421	1,99	1,1	0	96,91
65	9342	1,77	1,1	0	97,13
60	9263	1,55	1,1	0	97,35
55	9184	1,33	1,1	2,20	99,77
50	9105	1,10	1,1	3,82	101,61
45	9026	0,88	1,1	5,40	103,41
40	8947	0,66	1,1	6,67	104,91
35	8868	0,44	1,1	7,72	106,18
30	8788	0,22	1,1	8,59	107,27
25	8709	0,00	1,1	9,32	108,22

### 5.9.3 Porovnání výpočtů

K porovnání dvou přístupů výpočtu je vhodné využít měrných výkonů. Ty jsme schopni dopočítat vynásobením účinností příkonovou složkou výpočtu tedy redukovanou výhřevností a spalným teplem. Rozdíl je vizualizován na Obr. 10.

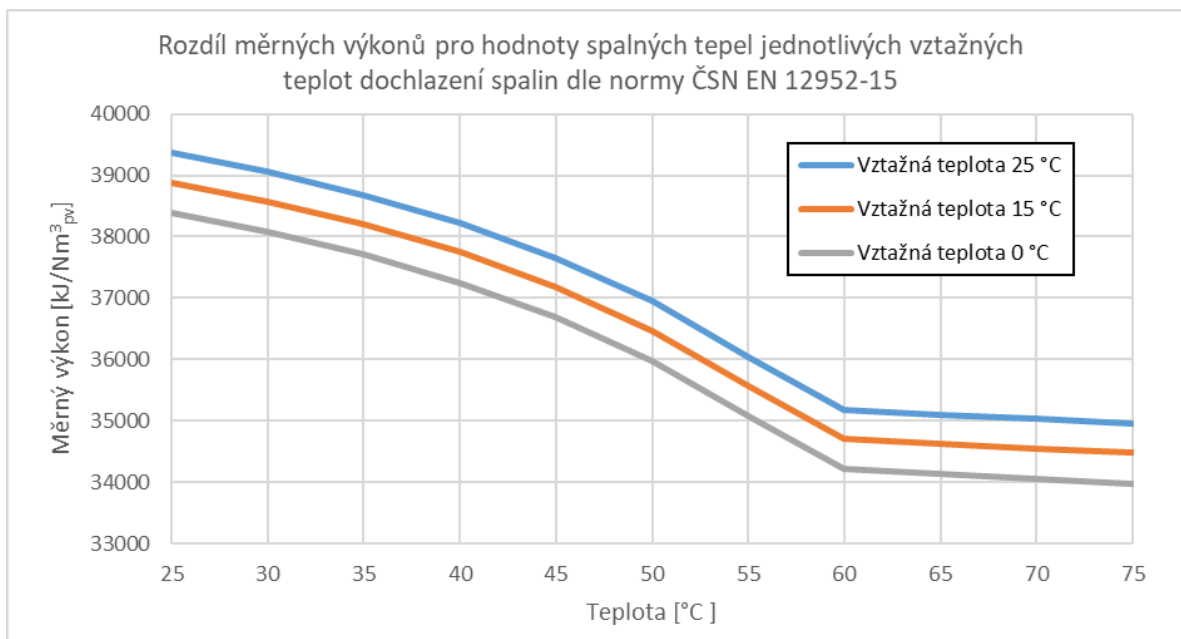


Obr. 10: Porovnání výpočtů převedením na měrný výkon

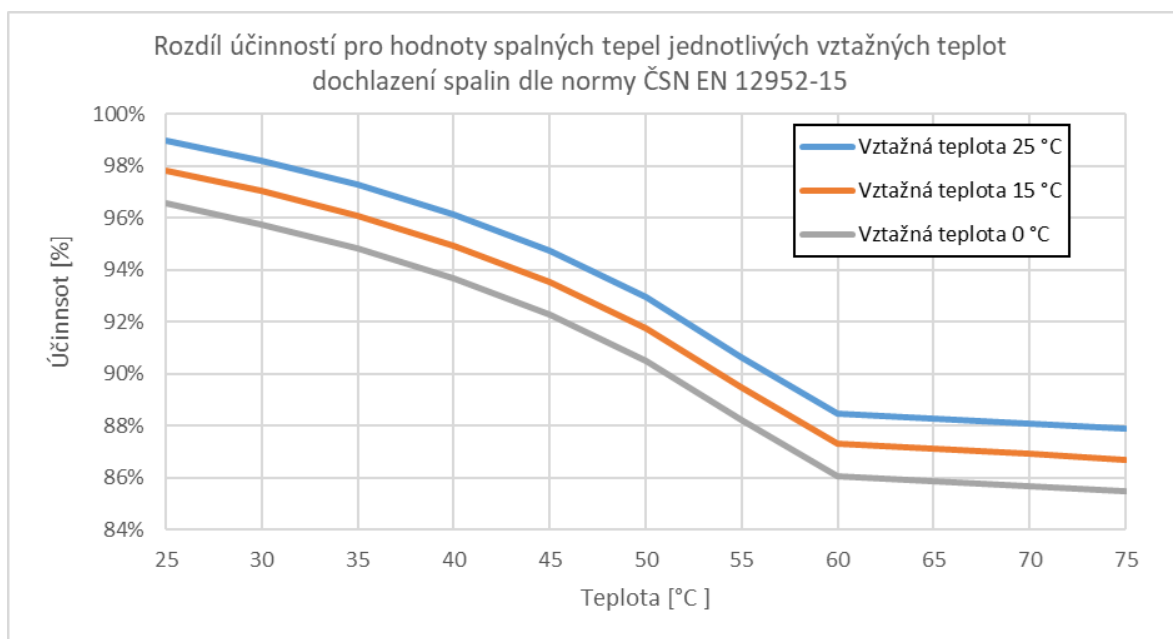
Cílem výpočtu bylo prokázat shodu metod v nekondenzujícím stavu spolu s vizualizací vývoje rozdílu v kondenzujícím stavu. Rozdíl mezi metodami se však projevil jak v kondenzujícím, tak i v nekondenzujícím stavu, což je znázorněno přerušovanou čarou na Obr. 10. Rozdíl v nekondenzujícím stavu činí přibližně 0,8 % a je konstantní, což naznačuje, že pravděpodobně souvisí s chybným přepočtem mezi spalným teplem a výhřevností. Naopak proměnlivý rozdíl v kondenzujícím stavu naznačuje očekávanou chybovost výpočtu vztahujícího se k výhřevnosti, spolu s chybným přepočtem jako v nekondenzujícím stavu. Problematika vztažných teplot dochlazení spalin je dále rozebrána v kapitole 5.9.4.

### 5.9.4 Problematika vztažných teplot dochlazení spalin

Jak již bylo zmíněno při výpočtu byla použita vztažná teplota dochlazení spalin na 25 °C a k tomu příslušné dopočítané spalné teplo, které je téměř ekvivalentní k hodnotě z normy ČSN EN 12952-15 (rozdíl je přibližně desetina procenta). Když však pro kontrolu provedeme výpočet i pro varianty s vztažnou teplotou dochlazení spalin 15 °C a 0 °C získáme následující Obr. 11 změny účinnosti a Obr. 12 změny měrných výkonů.



Obr. 11: Rozdíl účinností pro hodnoty spalných tepel jednotlivých vztažných teplot dochlazení spalin

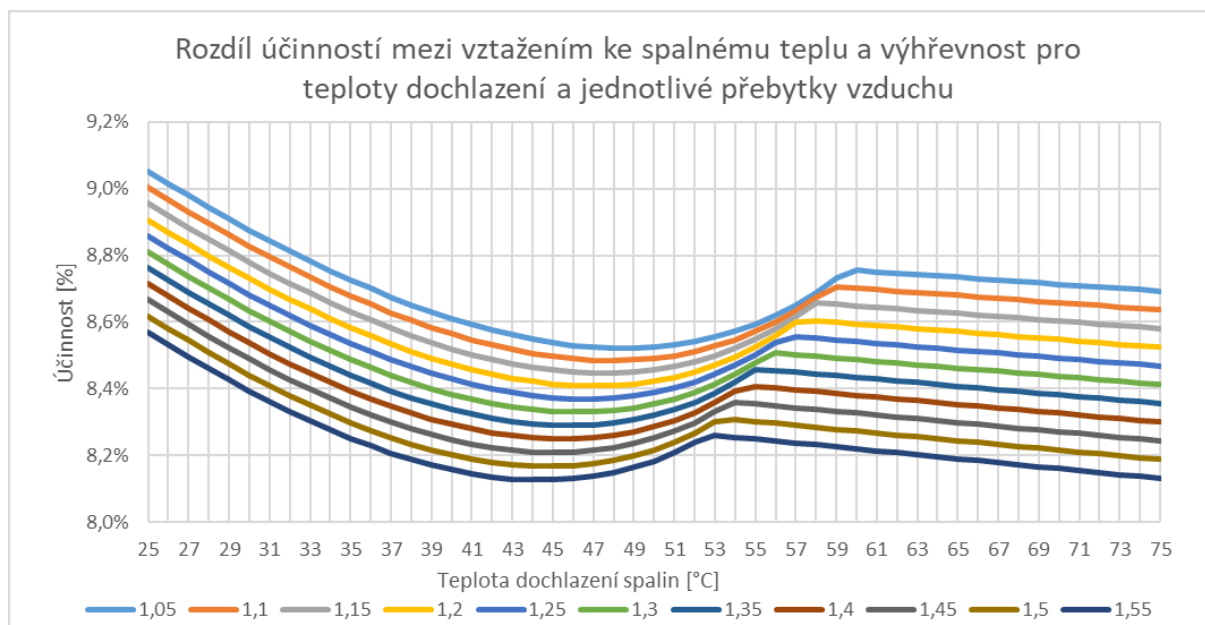


Obr. 12: Rozdíl měrných výkonů pro hodnoty spalných tepel jednotlivých vztažných teplot dochlazení spalin

Z výpočtu je zřejmé, že navýšení spalného tepla při snížení vztažné teploty dochlazení spalin v normě ČSN EN 12952-15 plně nereflektuje nárůst komínové ztráty, a je tedy nutné brát tuto skutečnost v úvahu. Například při porovnávání účinností přímou a nepřímou metodou by změna vztažné teploty dochlazení spalin měnila rozdíl mezi těmito hodnotami a vyvstává tedy otázka k jaké teplotě dochlazení je přímá metoda ekvivalentní.

## 6. Vliv provozních parametrů na účinnost kotle

Díky nové metodice výpočtu účinnosti kondenzačních kotlů, která je založená na nepřímé metodě a popisuje reálný stav, můžeme provést analýzu efektu změn parametrů na účinnost kotle. Takovou analýzu nebylo možné doposud akurátně provést, jelikož do výpočtu přímou metodou nevstupují a konvenční přístup nepřímou metodou nerespektoval kondenzaci. I pokud by byla aplikovaná numerická úprava s připočtením kondenzace při vztažení k výhřevnosti nebyla závislost na jednotlivých parametrech správná viz Obr. 13, který popisuje na příkladu změny přebytku vzduchu rozdíl mezi účinností vztaženou ke spalnému teplu podle nové metody a k výhřevnosti s numerickou úpravou. Podobným rozdílům v různých mírách dochází i u ostatních parametrů.

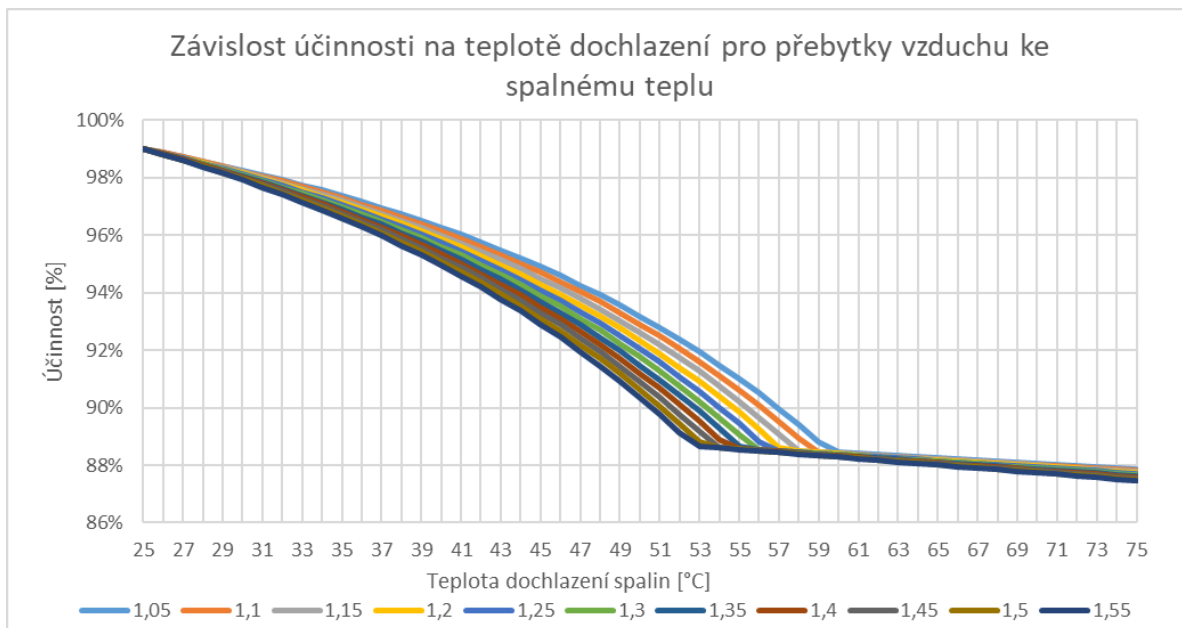


Obr. 13: Rozdíl účinností mezi vztažením ke spalnému teplu a výhřevnosti pro teploty dochlazení a jednotlivé přebytky vzduchu

Obr. 13 dále zobrazuje, a to i v oblastech bez kondenzace, kde by měl být rozdíl správný, že rozdíl účinnosti mezi spalným teplem a výhřevností se liší při různých teplotách dochlazení. Z toho lze odvodit, že nelze zavádět obecnou hodnotu přepočtu mezi spalným teplem a výhřevností jako je například často uváděná hodnota 11 %.

### 6.1 Efekty přebytku vzduchu

Vliv přebytku vzduchu na účinnost v závislosti na teplotě dochlazení spalin je zobrazen na Obr. 14. Z výsledku je zřejmá přímá korelace s klesajícím rosným bodem, který se z přibližně 60 °C při  $\alpha = 1$  sníží na přibližně 53 °C při  $\alpha = 1,55$ .



Obr. 14: Závislost účinnosti na teplotě dochlazení pro přebytky vzduchu ke spalnému teplu

## 6.2 Efekty teploty spalovacího vzduchu

Zde je nejprve nutné rozpoznat o jaký nárůst teploty spalovacího vzduchu se jedná. Pokud dochází pouze k ohřátí okolního vzduchu, který následně ohřátý vstupuje do kotle, nedochází ve výpočtu stechiometrie k žádné změně. Důvodem je stálý podíl vodní páry na  $m^3$  suchého vzduchu popsany rovnicí (65), jelikož při rostoucí teplotě klesá relativní vlhkost dle rovnice (64) a absolutní vlhkost zůstává stejná.

$$\varphi_{50^\circ\text{C}} = \frac{p = f(T_{25^\circ\text{C}}; x = 1; \text{H}_2\text{O}) \cdot \varphi_{25^\circ\text{C}}}{p = f(T_{50^\circ\text{C}}; x = 1; \text{H}_2\text{O})} = \frac{3169,9 \cdot 0,5}{12\,351,95} = 0,1283 = 12,83 \% \quad (64)$$

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_o - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} = 1 + \frac{12,83}{100} \cdot \frac{12\,351,95}{101\,325 - \frac{12,83}{100} \cdot 12\,351,95} = 1,016 \quad (65)$$

Jediná změna ve výpočtu účinnosti by byla ve změně redukovaného spalného tepla. Jelikož je výpočet účinnosti vztažen ke stavu spalovacího vzduchu o relativní vlhkosti 50 % a teplotě 25 °C je nutné jakoukoliv odchylku od těchto hodnot kvantifikovat a přidat ke příkonové části výpočtu. Abychom toho docílili definujeme vlastnosti vzduchu při vztažných hodnotách:

**Měrná entalpie vzduchu při vztažných hodnotách – určeno z databáze Coolprop:**

$$h_{V,vz} = f(T; p; \varphi) = f(298,15; 101\,325; 0,5) = 49,93 \text{ kJ/kg}_{\text{VV}} \quad (66)$$

**Měrný objem vzduchu při vztažných hodnotách – určeno z databáze Coolprop:**

$$v_{V,vz} = f(T; p; \varphi) = f(298,15; 101\,325; 0,5) = 0,849 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{VV}} \quad (67)$$

**Přepočítání z  $\text{kJ/kg}_{\text{VV}}$  na  $\text{kJ/m}^3_{\text{VV}}$ :**

$$h_{V,vz} = h_{V,vz} \cdot \frac{1}{v_{V,vz}} = 49,93 \cdot \frac{1}{0,849} = 58,78 \text{ kJ/m}^3_{\text{VV}} \quad (68)$$

Stejným způsobem definujeme vlastnosti vzduchu při parametrech vzduchu.

**Měrná entalpie vzduchu při teplotě okolí – určeno z databáze Coolprop:**

$$h_{V,50^{\circ}\text{C}} = f(T; p; \varphi) = f(323,15; 101\,325; 0,13) = 75,34 \text{ kJ/kg}_{\text{VV}} \quad (69)$$

**Měrný objem vzduchu při teplotě okolí – určeno z databáze Coolprop:**

$$v_{V,50^{\circ}\text{C}} = f(T; p; \varphi) = f(323,15; 101\,325; 0,13) = 0,921 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{VV}} \quad (70)$$

**Přepočítání z kJ/kg<sub>VV</sub> na kJ/m<sup>3</sup><sub>VV</sub>:**

$$h_{V,50^{\circ}\text{C}} = h_{V,50^{\circ}\text{C}} \cdot \frac{1}{v_{V,50^{\circ}\text{C}}} = 75,34 \cdot \frac{1}{0,921} = 81,82 \text{ kJ/m}^3_{\text{VV}} \quad (71)$$

Abychom tedy kvantifikovali zisk či ztrátu v příkonu stačí tyto hodnoty od sebe odečíst.

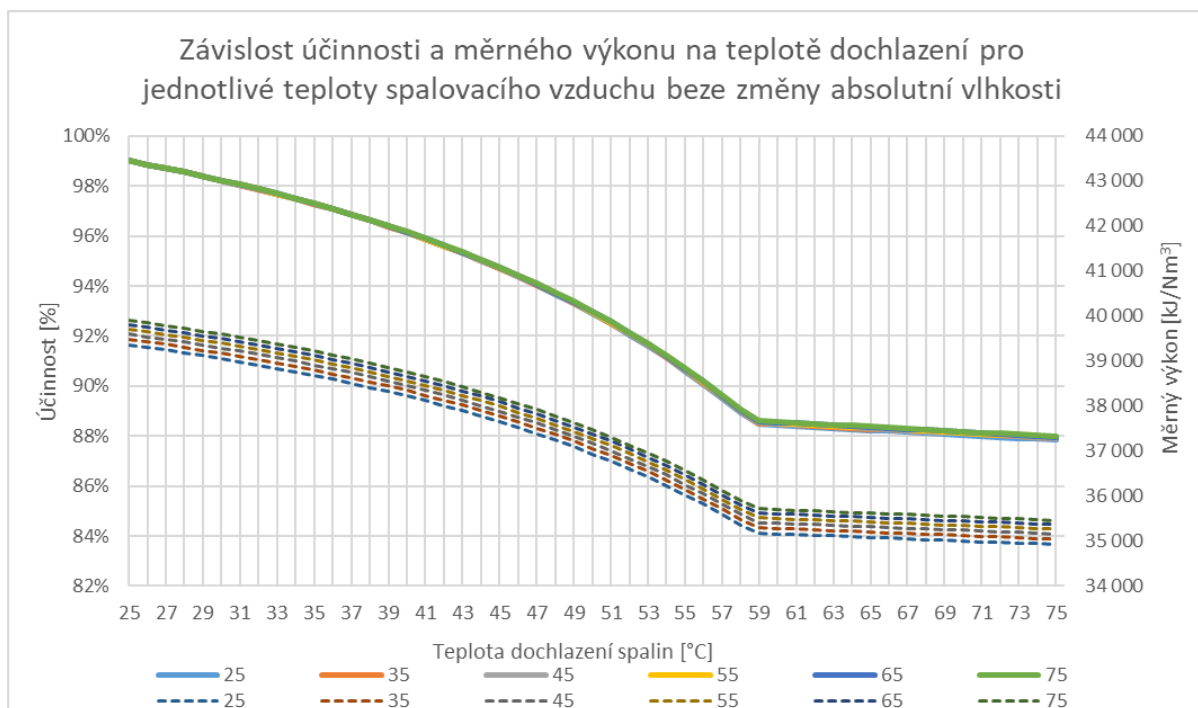
$$\Delta h_V = h_{V,50^{\circ}\text{C}} - h_{V,ref} = 81,82 - 58,78 = 23,04 \text{ kJ/m}^3_{\text{VV}} \quad (72)$$

Pro jeho doplnění do výpočtu je ještě třeba tuto hodnotu vynásobit množstvím vzduchu dopravovaného do kotle, které přepočteme z normálových pomoci vztahu (73).

$$O_{VVmin,50^{\circ}\text{C}} = O_{VVmin} \cdot \frac{273,15 + 50}{273,15} = 9,7 \cdot \frac{273,15 + 50}{273,15} = 11,45 \text{ m}^3_{\text{VV}}/\text{Nm}^3_{\text{pv}} \quad (73)$$

$$\Delta h_{V,50^{\circ}\text{C}} = \Delta h_V \cdot O_{VVmin,50^{\circ}\text{C}} = 23,04 \cdot 11,45 = 243,43 \text{ kJ/Nm}^3_{\text{pv}} \quad (74)$$

Tato hodnota je dále dosazena do příkonové části jednotlivých ztrát ve formě redukováného spalného tepla a promítne se do měrného výkonu. V případě nárůstu teploty spalovacího vzduchu bez změny absolutní vlhkosti nám vyplývá následující závislost účinnosti, znázorněná plnými čarami na Obr. 15. Z obrázku je zřejmé, že teplota vzduchu má téměř zanedbatelný vliv na účinnost kondenzačního kotle. K viditelné změně by došlo, pokud bychom provedly výpočet nárůstu teploty bez změny relativní vlhkosti. To by mělo za následek zvýšení množství vodní páry ve spalovacím vzduchu, protože zahřátý vzduch dokáže zadržet více vodní páry při neměnné relativní vlhkosti. Jednalo by se tedy spíše o jev vlhčení vzduchu, který je popsán v kapitole 6.3 než o zahřívání.



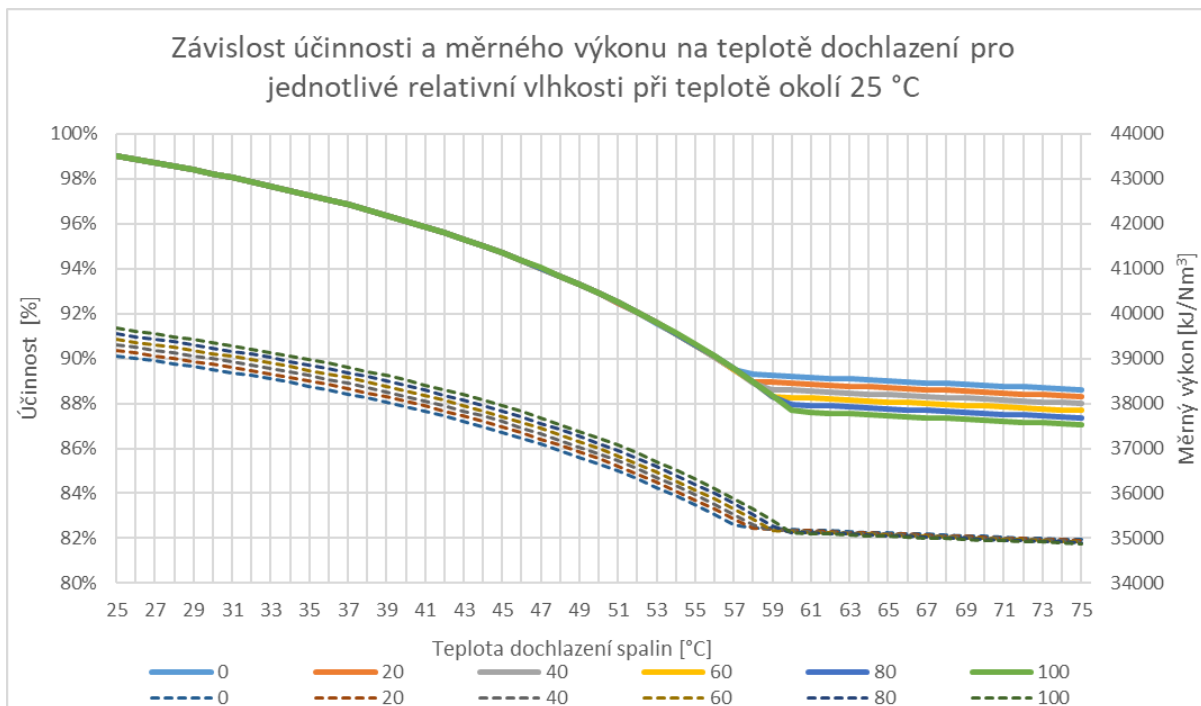
Obr. 15: Závislost účinnosti a měrného výkonu na teplotě dochlazení pro jednotlivé teploty spalovacího vzduchu beze změny absolutní vlhkosti

Pro plné zobrazení efektu změny parametrů spalovacího vzduchu je vhodné pro lepší názornost vyjádřit vliv změny parametrů výpočtem měrného výkonu, který zahrnuje redukované spalné teplo, do kterého ohřev vzduchu vstupuje. Výsledná závislost je zobrazena přerušovanými čarami na Obr. 15.

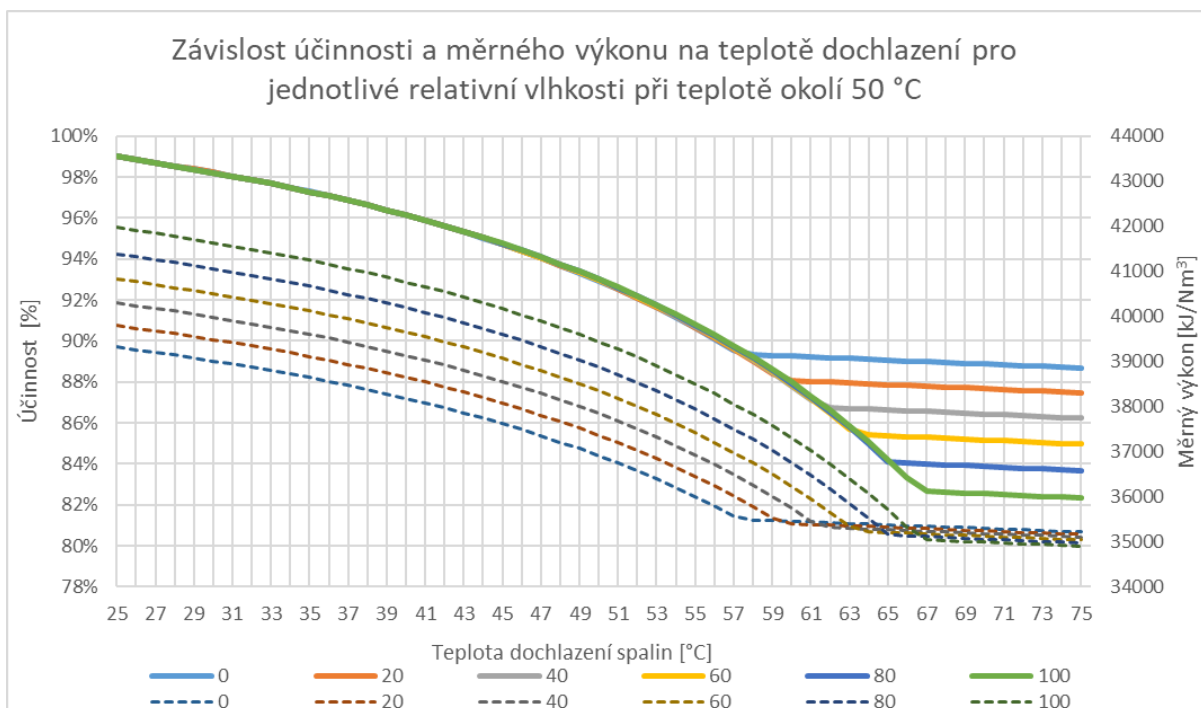
### 6.3 Efekty vlhkosti vzduchu

Stejně jako v minulé kapitole se vlhkost spalovacího vzduchu ve výpočtu promítá do podílu vodní páry na  $m^3$  suchého vzduchu. Na rozdíl od zvyšování teploty, které snižuje relativní vlhkost, zde změna relativní vlhkosti nijak neovlivňuje teplotu okolí. Avšak při vyšších teplotách vyjadřuje stále stejná relativní vlhkost větší množství vodní páry ve vzduchu. Plné čáry na Obr. 16 popisují změnu účinnosti pro jednotlivé relativní vlhkosti. V tomto případě nemá relativní vlhkost žádný vliv na kotel v kondenzačním stavu a v případě nekondenzujícího stavu dochází s rostoucí vlhkostí pouze ke snížení účinnosti. Rosný bod naroste z 57 °C při  $\varphi = 0 \%$  na pouhých 60 °C při  $\varphi = 100 \%$ . Tento malý nárůst je důsledkem nízké teploty okolí, při které nárůst relativní vlhkosti nezpůsobuje výrazný nárůst objemu vodní páry. Při vyšších hodnotách teploty okolí začíná relativní vlhkost hrát větší roli, jak je vidět pro variantu s teplotou okolí 50 °C na plných čárách v Obr. 17. Opět v případě kondenzačního stavu zde není vidět žádná změna účinnosti a opět v případě nekondenzujícího stavu dochází s rostoucí vlhkostí pouze ke snížení účinnosti, avšak zde je toto snížení účinnosti mnohem výraznější. V tomto případě rosný bod naroste z 57 °C při  $\varphi = 0 \%$  na 67 °C při  $\varphi = 100 \%$ . To je pro představu nárůst z 1,6 kg na 2,7 kg vodní páry ve spalinách. Tak jako v kapitole 6.2 zde účinnost plně nezobrazuje efekt změny parametrů spalovacího vzduchu, a proto byl opět proveden přepočít na měrné teplo zobrazený přerušovanými čarami v Obr. 16 a Obr. 17.





Obr. 16: Závislost účinnosti a měrného výkonu na teplotě dochlazení pro jednotlivé relativní vlhkosti při teplotě okolí 25 °C



Obr. 17: Závislost účinnosti a měrného výkonu na teplotě dochlazení pro jednotlivé relativní vlhkosti při teplotě okolí 50 °C

Z obrázků jasně vyplývá, že je potřeba otázku vlhkosti vzduchu a jejích efektů řešit ruku v ruce s teplotou spalovacího vzduchu, jelikož jsou tyto veličiny velmi provázané. Provázanost spočívá v tom, že s rostoucí teplotou dochází ke zvětšení kapacity vzduchu pojmout vodní páru, což je jev, který je teoreticky popisován již zmíněnou Clausius-Clapeyronovou rovnicí (2). Tato provázanost je dále viditelná při stechiometrických výpočtech podílu vodní páry na  $m^3$  suchého vzduchu  $\chi_v$ , jehož hodnotu ovlivňují právě a pouze tyto veličiny. Pokud začneme razantně měnit parametry spalovacího vzduchu začne hrát také větší roli přebytek vzduchu.

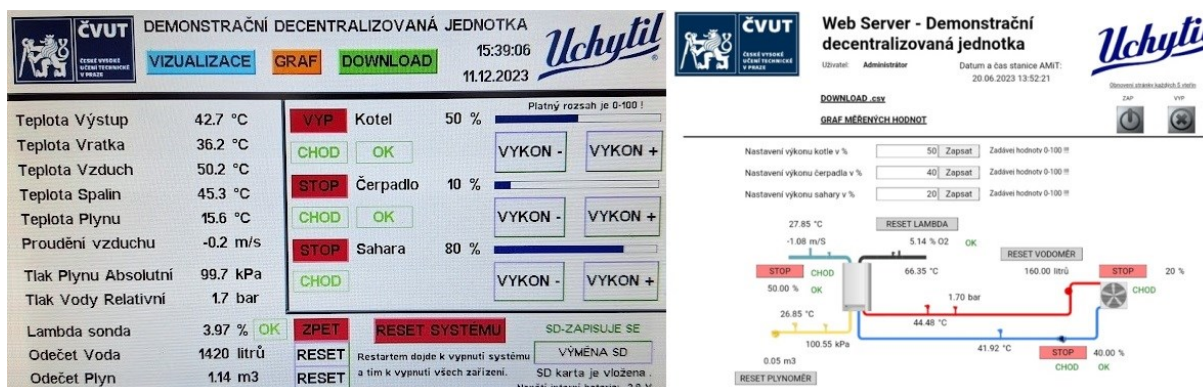
# 7. Experimentální část

## 7.1 Demonstrační experimentální trať

V experimentální části byla využita demonstrační experimentální trať v laboratořích ČVUT ústavu energetiky. Konkrétně se jedná o kondenzační teplovodní kotel Luna Platinum+ 1.12 na zemní plyn s výkonem 12 kW, který je připojen k topnému okruhu spolu s teplovzdušnou vytápěcí jednotkou MONZUN – TEC 1.2.150 L/Z/BT1 (tzv. „sahara“). Na jednotce lze plynule regulovat výkon kotle, teplovzdušné jednotky a otáčky oběhového čerpadla. Celá demonstrační decentralizovaná jednotka je zobrazena na Obr. 18 a její ovládací rozhraní na panelu a ze vzdáleného přístupu na Obr. 19 a) a Obr. 19 b).



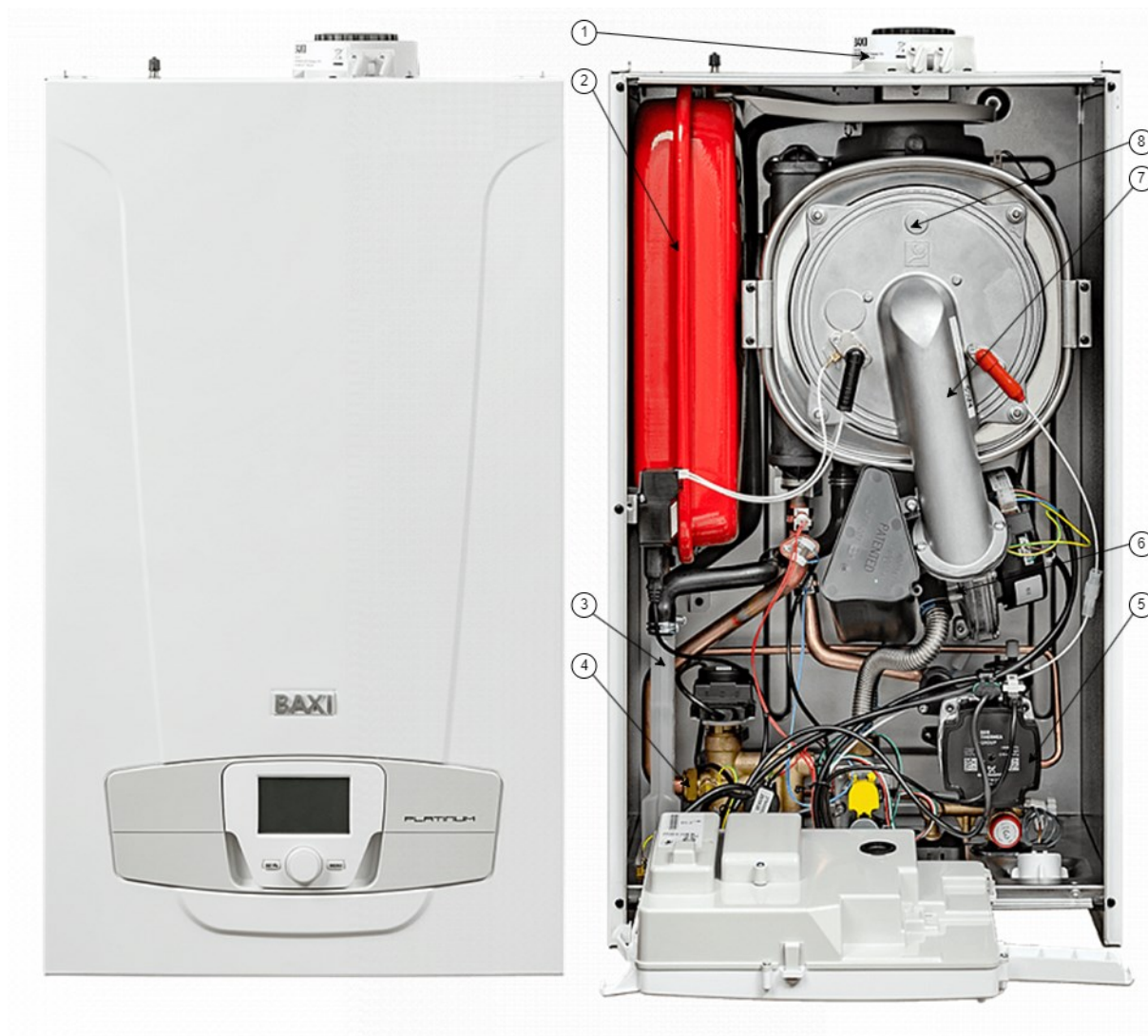
Obr. 18: Demonstrační decentralizovaná jednotka



Obr. 19: Ovládací rozhraní a) na panelu b) ze vzdáleného přístupu

### 7.1.1 Kotel

Středobodem celé decentralizované jednotky je kondenzační teplovodní kotel Luna Platinum+ 1.12, viz Obr. 20 ([16]).



Obr. 20: Kondenzační teplovodní kotel Luna Platinum+ 1.12 s popiskami [16]

- 1) Koaxiální spojka – v našem případě provedena úprava pro oddělený přívod vzduchu a odvod spalin vlastní trubicí (tzv. „oddělené odkouření“)
- 2) Expanzní nádoba
- 3) Sifon – přívod kondenzátu ze spalovací komory a odkapávací misky nad komorou
- 4) Výstupní voda vstupující do třicestného ventilu
- 5) Čerpadlo vratné vody s odvzdušněním
- 6) Ventilátor pro přiváděný plyn
- 7) Směšovací komora plyn/vzduch před vstupem do hořáku
- 8) Spalovací komora

## 7.1.2 Čerpadlo

Topnou vodu systému pohání oběhové čerpadlo GRUNDFOS MAGNA3, viz Obr. 21. Zařízení funguje na základě principu elektromechanického pohonu. Jeho hlavním mechanismem je elektrický motor, který generuje rotační pohyb. Tento pohyb se přenáší na rotující část čerpadla, která vytváří tlakovou sílu, umožňující nasávání a tlačení vody přes potrubní systém.



Obr. 21: GRUNDFOS oběhové čerpadlo MAGNA3

### 7.1.3 Sahara

Topná voda je chlazená teplovzdušnou vytápěcí jednotkou MONZUN – TEC 1.2.150 L/Z/BT1, viz Obr. 22. Jedná se o poslední stěžejný komponent, u něhož můžeme výkon cíleně měnit. Při rostoucím požadavku na chlazení topné vody narůstá vhnání ohřátého vzduchu ventilátorem přes výměník.



Obr. 22: Teplovzdušná vytápěcí jednotka MONZUN – TEC 1.2.150 L/Z/BT1

### 7.1.4 Snímače teploty

Pro měření teploty kapalin i plynů je použit odporový snímač teploty TR068C Pt 100/3850, viz Obr. 23. Snímač pracuje na principu změny elektrického odporu v závislosti na teplotě a využívá k tomu platinový vodič. Tento vodič je formován do tenké vodičové spirály, umístěné v ochranném pouzdře, kde reaguje na teplotní změny, což přímo ovlivňuje jeho elektrický odpor, a tím poskytuje potřebná data o teplotě kapalin a plynů.[17]



Obr. 23: Odporový snímač teploty TR068C Pt 100/3850 [17]

## 7.1.5 Lambda sonda

Pro měření objemového zastoupení kyslíku ve spalínách je využita širokopásmová lambda sonda Bosch LSU 4.9, viz Obr. 24. Tento typ sondy pracuje na principu elektrochemického čidla umístěného v keramickém tělese. Lambda sonda obsahuje dvě elektrody, z nichž jedna je pokrytá kyslíkově vodivým materiálem a druhá je referenční elektroda. Mezi těmito elektrodami prochází iontově vodivý materiál. Po rozpálení na provozní teplotu sondy probíhá elektrochemická reakce mezi obsaženým kyslíkem ve spalínách a kyslíkem na povrchu pokryté elektrody. Tato reakce vytváří elektrický proud, jehož velikost je úměrná koncentraci kyslíku ve spalínách. [18]



Obr. 24: Bosch širokopásmová lambda sonda LSU 4.9 [18]

Lambda sonda, která obecně slouží k měření podílu kyslíku ve výfukových plynech automobilových motorů, je pro měření spalin zapojena do H&S Kabeltechnik lambda řídicího systému 24V 118.02-2411. Ten byl vyvinut, aby byl s instalovanou lambda sondou kompatibilní. Jeho původní funkce byla však, pro analýzu podílu kyslíku ve spalínách ze spalování biomasy ne pro spaliny ze zemního plynu, kde je v našem případě použita. [19]

## 7.1.6 Plynoměr

Pro měření spotřeby plynu při spalování je využit membránový plynoměr Honeywell BK-G4M, viz Obr. 25. Membránový plynoměr operuje na základě mechanismu sestávajícího z čtyř měřících komor, které jsou izolovány syntetickými membránami. Tyto komory pracují cyklicky, postupně se plní a vyprazdňují za účelem měření objemu plynu. Pohyb membrán je přenášen spojku na klikovou hřídel, která řídí pohyb posunovačů, jež regulují průtok plynu. Rotace hřídele, vyvolaná tímto pohybem, je následně přenesena pomocí mechanické spojky do počítadla. [20]



Obr. 25: Honeywell membránový plynoměr BK-G4M

### 7.1.7 Vodoměr

Pro měření průtoku topné vody je využit bytový vodoměr ENBRA ET I s impulsním výstupem 10 l/impulz, viz Obr. 26. Jeho fungování je založeno na principu měření průtoku vody pomocí rotující hřídelky umístěné v průtoku vody. Pohyb vody způsobuje otáčení hřídelky, což je přenášeno na počítadlo vodoměru. Tento typ vodoměru je koncipován jako suchoběžný, kde je prostor počítadla hydraulické části oddělen tlakovou deskou. Přenos otáčení hřídelky je proveden magnetickou spojkou, u které může docházet k prokluzu. [21]



Obr. 26: Bytový vodoměr ENBRA ET I s impulsním výstupem 10 l/impulz

### 7.1.8 Další komponenty

Demonstrační decentralizovaná jednotka je dále v několika místech opatřena tlakoměry. Před vstupem otopné vody zpět do kotle je instalována odbočka pro expanzní nádobu Refix. Potrubí otopného okruhu (DN20) je z velké části izolováno termoizolační trubicí PE (polyethylen). Polyethylen je plastový polymer s vynikajícími izolačními vlastnostmi a odolností vůči vlhkosti. Ostatní potrubí včetně potrubí pro odvod spalin (DN60) je však bez izolace. Ve výpočtu nepoužívané měření rychlosti nasávání spalovacího vzduchu prováděné lineárním snímačem průtoku vzduchu INT512 je umístěno v potrubí pro nasávání spalovacího vzduchu.

## 7.2 Plyn použitý při experimentu

Do experimentální jednotky je přiváděn plyn distribuovaný Pražskou plynárenskou. Distributor poskytuje protokol průměrných měsíčních hodnot jakostních znaků zemního plynu, který zveřejňuje na svých stránkách, viz Tab. 14 ([22]). Jelikož se jedná o průměrné hodnoty, které

přesně nezaznamenávají jakostní znaky plynu při provádění experimentu, může docházet ke vzniku jisté nepřesnosti. Vzhledem k existující nepřesnosti bylo pro jednoduchost zprůměrováno 6 měsíců dat pro sjednocení výpočtů a zamezení nutnosti čekat na konec měsíce pro získání dat pro výpočet. Průměrná data za poslední topné období od října 2023 do března 2024 jsou zobrazena v Tab. 14 ([22]).

Tab. 14: Protokol průměrných hodnot jakostních znaků zemního plynu [22]

<b>metan</b>	[mol%]	<b>91,827</b>
<b>etan</b>	[mol%]	<b>4,860</b>
<b>propan</b>	[mol%]	<b>0,952</b>
<b>iso-butan</b>	[mol%]	<b>0,141</b>
<b>n-butan</b>	[mol%]	<b>0,154</b>
<b>iso-pentan</b>	[mol%]	<b>0,031</b>
<b>n-pentan</b>	[mol%]	<b>0,022</b>
<b>C<sub>6</sub><sup>+</sup></b>	[mol%]	<b>0,046</b>
<b>N<sub>2</sub></b>	[mol%]	<b>0,901</b>
<b>CO<sub>2</sub></b>	[mol%]	<b>1,066</b>
<b>celk. síra</b>	[mg/m <sup>3</sup> ]	<b>&lt;5</b>
		<b>(po odorizaci zemního plynu)</b>
<b>spalné teplo</b>	[kWh/m <sup>3</sup> ]	<b>10,925</b>
		<b>(podle měsíčního předávacího protokolu)</b>
<b>hustota</b>	[kg/m <sup>3</sup> ]	<b>0,745</b>
<b>hutnota</b>	[-]	<b>0,608</b>
<b>výhřevnost</b>	[kWh/m <sup>3</sup> ]	<b>9,860</b>
<b>Wobbeho index</b>	[kWh/m <sup>3</sup> ]	<b>14,012</b>
<b>rosný bod H<sub>2</sub>O (4 MPa)</b>	[°C]	<b>-27,036</b>

Hodnoty uvedené v tabulce budou dosazeny do výpočtů v kapitole 5.3. S jejich pomocí bude získán rosný bod, který dosahuje teploty 59,67 °C. Výhřevnost a spalné teplo převedeme koeficientem 3,6 z kWh/Nm<sup>3</sup><sub>pV</sub> na kJ/Nm<sup>3</sup><sub>pV</sub>. Získáme výhřevnost na hodnotě 35 496 kJ/Nm<sup>3</sup><sub>pV</sub> a spalné teplo na hodnotě 39 330 kJ/Nm<sup>3</sup><sub>pV</sub>. Je třeba zmínit, že pro údaje platí podmínky měření  $t_1/t_2 = 15/15$  °C, bude je tedy nutné ve výpočtech převést na zvolené sjednocené podmínky 25/0 °C.

### 7.3 Měření na experimentální jednotce

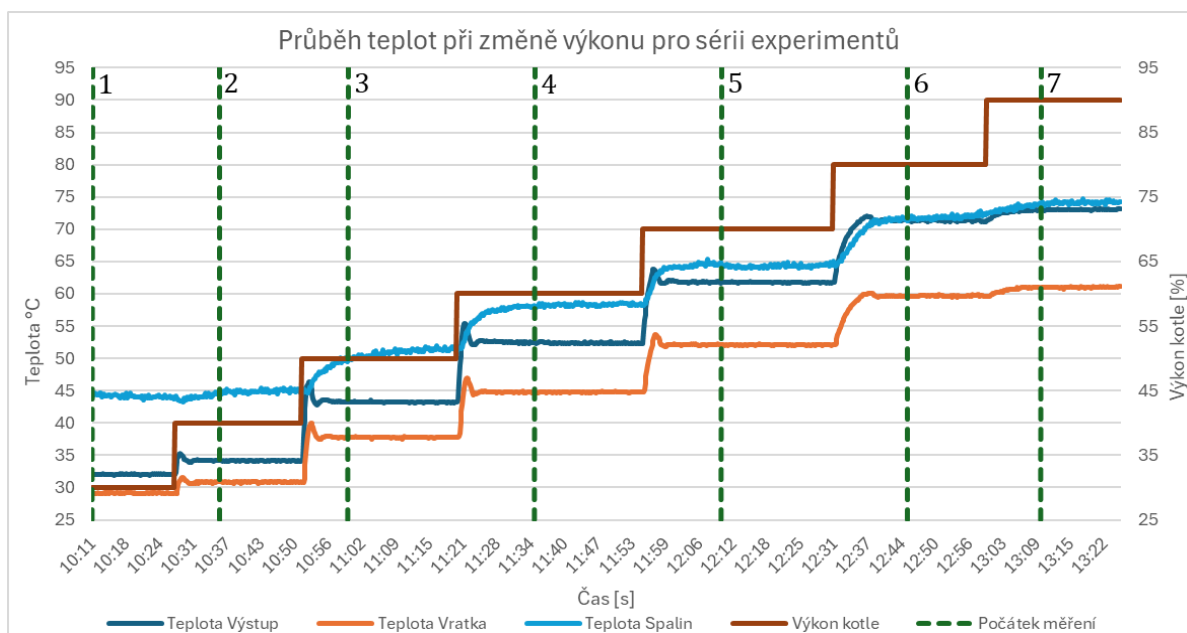
Na experimentální jednotce lze ovládat výkon kotle, teplovzdušné jednotky a otáčky oběhového čerpadla v rozmezí 0-100 % po 10% inkrementech. Jakmile jsou nastavené parametry pro experiment, počká se několik minut na dosažení ustáleného stavu. Po celou dobu měření se data zapisují na SD kartu a jsou dostupná na panelu. Jedná se o data v Tab. 15 kromě odečtu plynoměru a vodoměru, které jsou prováděny ručně, a množství kondenzátu, které je měřeno v odtokové nádobě.

Tab. 15: Průměrné hodnoty dat z měření

Název	Hodnota	Jednotka
Tep_Vystup	43,23	°C
Tep_Vratka	37,25	°C
Tep_Vzduch	17,88	°C
Tep_Spalin	44,6	°C
Tep_Plynu	18,26	°C
Tl_Plyn	99,83	kPa
Tl_Voda	1,86	bar
LS_Hodnoty	4,86	%
Proud_Vzduchu	-0,26	m/s
Odecet_Plynomer	0,288	m <sup>3</sup>
Odecet_Vodomer	0,402	m <sup>3</sup>
Množství kondenzátu	235	ml
Doba měření	1800	s

## 7.4 Série experimentů

Pro potvrzení výsledků výpočtů byla provedena série experimentů. S cílem dosáhnout maximální konzistence dat byly experimenty realizovány v průběhu jediného dne, při pevně nastaveném výkonu teplovzdušné vytápěcí jednotky na 100 % a výkonu čerpadla na 10 %. Jedinou cíleně měněnou proměnnou byl výkon kotle, a to v rozmezí od 30 do 90 % po 10% inkrementech. Měření v krajních výkonech bylo prováděno po dobu 15 minut a měření v okolí rosného bodu (výkony 50,60 a 70) po dobu 20 minut s tím, že je výpočet vždy vztažen na Nm<sup>3</sup>. Po ukončení měření byl výkon pro další měření vždy okamžitě navýšen. Po tomto úkonu bylo třeba počkat na ustálený stav před zahájením dalšího měření. Počátky jednotlivých měření jsou zobrazeny na Obr. 27 přerušovanou čarou. Naměřené hodnoty během jednotlivých experimentů jsou zobrazeny v Tab. 16.



Obr. 27: Průběh teplot při změně výkonu pro sérii experimentů



Tab. 16: Naměřené hodnoty při sérii experimentů

Výkon [%]	Tep_Vystup [°C]	Tep_Vratka [°C]	Tep_Spalin [°C]	LS [%]	Plyn [m <sup>3</sup> ]	Voda [m <sup>3</sup> ]	Kond. [ml]	Tep_kond. [°C]
30	32,03	29,17	44,17	5,72	0,064	0,198	93	31,2
40	34,14	30,83	44,93	5,42	0,077	0,199	94	32,7
50	43,24	37,75	50,95	5,16	0,175	0,279	148	38,9
60	52,40	44,77	58,31	4,95	0,25	0,269	93	44,9
70	61,79	52,07	64,30	4,56	0,339	0,279	0	0
80	71,34	59,70	71,89	4,13	0,316	0,217	0	0
90	73,02	61,01	74,11	4,09	0,326	0,217	0	0

Pro sérii experimentů bylo také nutné stanovit parametry okolního neboli spalovacího vzduchu. Před začátkem série měření byl nejprve po dobu 120 s změřen analyzátozem vzduch. Z měření byla získána přibližná hodnota zastoupení vodní páry ve vzduchu jako 0,8474 %, neboli 0,8474 m<sup>3</sup>/m<sup>3</sup><sub>v</sub>. Pro naměřenou teplotu vzduchu ve stejný okamžik 20,57 °C je pak možné dopočítat relativní vlhkost potřebnou pro výpočet jako 42 %. Teplota během dne měření vzrostla o přibližně 2 °C stupně, kde by se předpokládal pokles relativní vlhkosti tak aby entalpie vzduchu a s tím i hodnota X<sub>v</sub> zůstala stejná. Pro výpočet všech stavů byl proveden stechiometrický výpočet pro teplotu vzduchu 20,57 °C s relativní vlhkostí 42 %.

## 7.5 Výpočty

Jednotlivá experimentální měření byla vyhodnocena identickým postupem popsaným v této kapitole pro experimentální měření při výkonu 60 %.

Nejprve přepočítáme palivo (zemní plyn) na normálovou hodnotu. Ta je pro tento výpočet stanovena na teplotě 0 °C a tlaku 101,325 kPa.

$$V_{N,pv} = \frac{p_{pv} \cdot V_{pv} \cdot T_N}{T_1 \cdot p_N} = \frac{(102,9) \cdot 0,25 \cdot (273,15)}{(273,15 + 21,23) \cdot 101,325} = 0,236 \text{ Nm}^3 \quad (75)$$

Dále přepočítáme hodnoty tak aby vycházeli na Nm<sup>3</sup> plynu místo naměřené hodnoty.

**Průtok vody:**

$$V_w = V_w \cdot \frac{1}{V_{N,pv}} = 0,269 \cdot \frac{1}{0,236} = 1,142 \text{ m}^3/\text{Nm}^3_{pv} \quad (76)$$

**Trvání měření:**

$$t_{\text{měření}} = t_{\text{měření}} \cdot \frac{1}{V_{N,pv}} = 1200 \cdot \frac{1}{0,236} = 5094 \text{ s}/\text{Nm}^3_{pv} \quad (77)$$

**Množství kondenzátu:**

$$m_{\text{kond}} = m_{\text{kond}} \cdot \frac{1}{V_{N,pv}} = 93 \cdot \frac{1}{0,236} = 394,79 \text{ ml}/\text{Nm}^3_{pv} \quad (78)$$

Vzhledem k tomu, že výhřevnost a spalné teplo je dodavatelem stanoveno ke vztažným teplotám  $t_1/t_2$  jako 15/15 °C, musíme tyto vlastnosti sjednotit a převést na sjednocené podmínky 25/0 °C. Převod  $t_2$  je jednoduše proveditelný pouhým vynásobením poměrem aktuální vztažné teploty k požadované vztažné teplotě. Převod  $t_1$  je také proveditelný, ale bylo by nutné provést přepočty všech složek plynu. Pro jednoduchost je tedy lepší variantou provést výpočet výhřevnosti a spalného tepla od začátku z dodaného složení plynu.

K výpočtu výhřevnosti a spalného tepla lze využít hodnot uvedených v normě ČSN EN ISO 6976 ([11]). Ta uvádí výhřevnosti a spalná tepla jednotlivých složek při různých kombinacích  $t_1/t_2$ , včetně námi požadované 25/0 °C, viz Tab. 17. Tyto hodnoty je pak možné podle zastoupení složek uvedených v Tab. 14 pro námi použitý plyn vynásobit a získat tak hodnoty výhřevnosti a spalného tepla zemního plynu pro podmínky 25/0 °C.

Tab. 17: Výhřevnost a spalné teplo jednotlivých složek při vztažných podmínkách  $t_1/t_2=25/0$  °C [11]

Složky	Sumární vzorec	$Q_i^{25/0\text{ °C}}$ [kJ/Nm <sub>pv</sub> <sup>3</sup> ]	$Q_s^{25/0\text{ °C}}$ [kJ/Nm <sub>pv</sub> <sup>3</sup> ]
Methan	CH <sub>4</sub>	35 808	39 735
Ethan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	63 740	69 630
Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	91 150	99 010
Butan	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	118 560	128 370
Pentan	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	145 960	157 750
Hexan	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	173 410	187 160

Po dosazení do výpočtu získáme výhřevnost na hodnotě 37 353,8 kJ/Nm<sub>pv</sub><sup>3</sup> a spalné teplo na hodnotě 41 287,2 kJ/Nm<sub>pv</sub><sup>3</sup>.

### 7.5.1 Teplo předané ze vzduchu do spalovacího procesu

Jelikož je výpočet účinnosti vztažen ke stavu spalovacího vzduchu o relativní vlhkosti 50 % a teplotě 25 °C, je nutné jakoukoliv odchylku od těchto hodnot kvantifikovat a přidat ke příkonové části výpočtu. Nejprve definujeme vlastnosti vzduchu při vztažných hodnotách:

**Měrná entalpie vzduchu při vztažných hodnotách – určeno z databáze Coolprop:**

$$h_{V,vz} = f(T; p; \varphi) = f(298,15; 101\,325; 0,5) = 49,93 \text{ kJ/kg}_{VV} \quad (79)$$

**Měrný objem vzduchu při vztažných hodnotách – určeno z databáze Coolprop:**

$$v_{V,vz} = f(T; p; \varphi) = f(298,15; 101\,325; 0,5) = 0,849 \text{ m}^3/\text{kg}_{VV} \quad (80)$$

**Přepočty z kJ/kg<sub>VV</sub> na kJ/m<sub>VV</sub><sup>3</sup>:**

$$h_{V,vz} = h_{V,vz} \cdot \frac{1}{v_{V,vz}} = 49,93 \cdot \frac{1}{0,849} = 58,78 \text{ kJ/kg}_{VV} \quad (81)$$

Dále definujeme vlastnosti vzduchu při parametrech vzduchu:

**Měrná entalpie vzduchu při naměřené teplotě – určeno z databáze Coolprop:**

$$h_V = f(T; p; \varphi) = f(293,73; 101\,325; 0,42) = 36,56 \text{ kJ/kg}_{VV} \quad (82)$$

**Měrný objem vzduchu při naměřené teplotě – určeno z databáze Coolprop:**

$$v_V = f(T; p; \varphi) = f(293,73; 101\,325; 0,42) = 0,835 \text{ m}^3/\text{kg}_{VV} \quad (83)$$

**Přepočítání z kJ/kg<sub>VV</sub><sup>3</sup> na kJ/m<sub>VV</sub><sup>3</sup>:**

$$h_V = h_V \cdot \frac{1}{v_V} = 36,56 \cdot \frac{1}{0,835} = 43,78 \text{ kJ/m}_{VV}^3 \quad (84)$$

Abychom tedy kvantifikovali zisk či ztrátu v příkonu, stačí tyto hodnoty od sebe odečíst.

$$\Delta h_V = h_V - h_{V,vz} = 43,78 - 58,78 = -15 \text{ kJ/m}_{VV}^3 \quad (85)$$

Pro jeho doplnění do výpočtu je ještě třeba tuto hodnotu vynásobit množstvím vzduchu dopravovaného do kotle pro Nm<sup>3</sup> plynu. Množství vzduchu lze získat na základě stechiometrických výpočtů z kapitoly 5.2. Získanou hodnotu je ještě nutné převést z Nm<sub>VV</sub><sup>3</sup> na m<sub>VV</sub><sup>3</sup> pomocí vztahu (86)

$$O_{VV} = 10,01 \cdot \frac{273,15 + 20,57}{273,15} = 10,77 \text{ m}_{VV}^3/\text{Nm}_{pV}^3 \quad (86)$$

$$\Delta h_V = \Delta H_V \cdot O_{VV} = -15 \cdot 10,77 = -161,55 \text{ kJ/Nm}_{pV}^3 \quad (87)$$

## 7.5.2 Teplo předané z paliva do spalovacího procesu

Jelikož je výpočet účinnosti vztažen k stavu paliva (zemního plynu) o teplotě 25 °C je nutné jakoukoliv odchylku od této hodnoty kvantifikovat a přidat ke příkonové části výpočtu. Pro zjednodušení bereme plyn jako čistý metan. Nejprve definujeme vlastnosti paliva při vztažené teplotě:

**Měrná entalpie paliva při vztažené teplotě – určeno z databáze Coolprop:**

$$h_{pv,vz} = f(T; p; \text{CH}_4) = f(298,15; 101\,325; \text{CH}_4) = 909,95 \text{ kJ/kg}_{pV} \quad (88)$$

**Přepočítání z kJ/kg<sub>pV</sub> na kJ/Nm<sup>3</sup>:**

$$h_{pv,vz} = h_{g,ref} \cdot \rho_{\text{CH}_4} = 909,95 \cdot 0,716 = 651,53 \text{ kJ/Nm}_{pV}^3 \quad (89)$$

**Měrná entalpie paliva – určeno z databáze Coolprop:**

$$h_{pv} = f(T; p; \text{CH}_4) = f(294,38; 101\,325; \text{CH}_4) = 901,56 \text{ kJ/kg}_{pV} \quad (90)$$

**Přepočítání z kJ/kg<sub>pV</sub> na kJ/Nm<sup>3</sup>:**

$$h_{pv} = h_{pv} \cdot \rho_{\text{CH}_4} = 902,84 \cdot 0,716 = 645,52 \text{ kJ/Nm}_{pV}^3 \quad (91)$$

Abychom tedy kvantifikovali zisk či ztrátu v příkonu stačí tyto hodnoty od sebe odečíst.

$$\Delta h_{pv} = h_{pv} - h_{pv,vz} = 645,52 - 651,53 = -6,09 \text{ kJ/Nm}_{pV}^3 \quad (92)$$

## 7.5.3 Redukovaná výhřevnost a spalné teplo

Všechny příkonové složky výpočtu nyní dosadíme do výpočtu redukované výhřevnosti (93) a spalného tepla (94)

$$Q_{i \text{ red}} = Q_i^{0^\circ\text{C}} + \Delta h_V + \Delta h_{pv} \text{ [kJ/Nm}_{pV}^3] \quad (93)$$

$$Q_{i \text{ red}} = 37\,353,8 - 161,55 - 6,01 = 37\,186,24 \text{ kJ/Nm}_{pV}^3$$

$$Q_{S \text{ red}} = Q_S^{0^\circ\text{C}} + \Delta h_V + \Delta h_{pv} \text{ [kJ/Nm}^3_{pv}] \quad (94)$$

$$Q_{S \text{ red}} = 41\,287,2 - 161,55 - 6,01 = 41\,119,64 \text{ kJ/Nm}^3_{pv}$$

### 7.5.4 Přebytek vzduchu

Pro výpočet přebytku vzduchu lze aplikovat vztah (101). Pro jeho použití je nutné znát vlastnosti plynu, kterým jsme se schopni dopočítat podle postupu v kapitole 5.2 z dat uvedených v kapitole 7.2. Dále je nutná znalost procentuálního zastoupení kyslíku v suchých spalínách. Umístěná lambda sonda, ale měří procentuální zastoupení kyslíku ve spalínách mokrých z čehož vychází nutnost provedení převodu na procentuální zastoupení kyslíku ve spalínách suchých. Při výpočtech v kondenzačním režimu je tento výpočet z důvodu kondenzace vodní páry ze spalín složitější a je proto nutné použít k výpočtu iteraci následujících vztahů (95-100). Jak je vidět, tak při postupu pro získání procentuálního zastoupení kyslíku získáváme přebytek vzduchu a použití vztah (101) je pouze pro kontrolu.

**Objem vodní páry ve spalínách při kondenzaci:**

$$O_{H_2O}^\alpha = (O_{H_2O}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{H_2O}^V) - \left( \frac{\frac{m_{kond}}{V_{N,pv}}}{1000 \cdot \rho_{H_2O}} \right) [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3_{pv}] \quad (95)$$

$$O_{H_2O}^\alpha = (2,142 + (\alpha - 1) \cdot 0,101) - \left( \frac{\frac{93}{0,236}}{1000 \cdot 0,806} \right) = 1,685 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3_{pv}$$

**Objem kyslíku ve spalínách:**

$$O_{O_2}^\alpha = O_{O_2} + (\alpha - 1) \cdot O_{VSmin} \cdot 0,21 = 0 + (\alpha - 1) \cdot 9,965 \cdot 0,21 = 0,686 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3_{pv} \quad (96)$$

**Objem suchých spalín:**

$$O_{SS}^\alpha = O_{CO_2}^\alpha + O_{N_2}^\alpha + O_{Ar}^\alpha + O_{O_2}^\alpha = 1,07 + 10,30 + 0,12 + 0,69 = 12,174 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3_{pv} \quad (97)$$

**Objem vlhkých spalín:**

$$O_{SV}^\alpha = O_{SS}^\alpha + O_{H_2O}^\alpha = 12,174 + 1,685 = 13,859 \text{ Nm}^3/\text{Nm}^3_{pv} \quad (98)$$

**Procentuální zastoupení kyslíku v mokrých spalínách a ekvivalentní přebytek vzduchu:**

$$o_{O_2}^{SV} = \frac{O_{O_2}^\alpha}{O_{SV}^\alpha} = \frac{0,69}{13,859} = 0,0495 = 4,95 \% \quad (99)$$

$$\alpha \Rightarrow 1,3295$$

**Procentuální zastoupení kyslíku v suchých spalínách:**

$$o_{O_2}^{SS} = \frac{O_{O_2}^\alpha}{O_{SS}^\alpha} = \frac{0,69}{12,174} = 0,0564 = 5,64 \% \quad (100)$$

**Kontrolní výpočet přebytku vzduchu:**

$$\alpha = \frac{0,21 + \left( \frac{O_{SSmin}}{O_{VSmin}} - 1 \right) \cdot o_{O_2}^{SS}}{0,21 - o_{O_2}^{SS}} [-] \quad (101)$$

$$\alpha = \frac{0,21 + \left(\frac{8,91}{9,91} - 1\right) \cdot \frac{5,64}{100}}{0,21 - \frac{5,64}{100}} = 1,3295$$

### 7.5.5 Teplota spalin pro získání množství kondenzátu

Množství vzniklého kondenzátu je přímo závislé na teplotě spalin, avšak nelze přímo dopočítat množství vzniklého kondenzátu z naměřené teploty spalin, jelikož se teplota v komíně nebude rovnat teplotě v prostoru kondenzace. To je způsobeno procesem kondenzace, který probíhá na vodou chlazenými plochami od vratné vody. Ke kondenzaci tedy dojde na nižší teplotě, než je zaznamenána v komíně, což má za následek, že je vodní pára v mírně přehřátém stavu. Pro správné provedení výpočtu je tedy nutné dopočítat teplotu, při které ke kondenzaci dochází. Tuto teplotu lze dopočítat z množství zachyceného kondenzátu při experimentu viz Tab. 16. V rámci provedeného výpočtu v kapitole (7.5.4) můžeme také předefinovat objem vodní páry ve spalinách  $O_{H_2O}^\alpha$  dopočítaný ze vztahu (95) jako objem vodní páry, který zůstane při kondenzaci v plynné fázi  $O_{H_2O,g}^\alpha$ . Ten dále použijeme k výpočtu tlaku syté páry  $p''_p$ .

$$p''_p = \frac{p_o \cdot O_{H_2O,g}^\alpha}{O_{SS}^\alpha + O_{H_2O,g}^\alpha} = \frac{101\,325 \cdot 1,597}{13,040 + 1,597} = 11\,054,56 \text{ Pa} \quad (102)$$

**Teplota spalin – určeno z databáze Coolprop:**

$$T_s = f(p; x; H_2O) = f(11\,054,56; 1; H_2O) = 47,78 \text{ °C} \quad (103)$$

Z výpočtu získaná teplota spalin je nižší než námi naměřená a udává nám teplotu, při které došlo ke kondenzaci na základě vzniklého kondenzátu. Ta se od naměřené střední teploty spalin za kotlem liší o 10,53 °C a po opuštění prostoru chlazeném vratnou vodou se o tuto teplotu spaliny opět ohřejí a vodní pára přejde do přehřátého stavu.

### 7.5.6 Účinnost přímou metodou vztažená k výhřevnosti

Jedná se o výpočet, který vychází z poměru vyrobené energie k energii dodané.

**Objemový průtok vody:**

$$\dot{V}_w = \frac{V_w}{t} = \frac{1,142}{5094} = 0,000224 \text{ m}^3/\text{s} \quad (104)$$

**Objemový průtok plynu (paliva):**

$$\dot{V}_{pv} = \frac{V_{pv}}{t} = \frac{1}{5094} = 0,000196 \text{ Nm}^3/\text{s} \quad (105)$$

**Účinnost:**

$$\eta_{Q_i}^P = \frac{\dot{V}_w \cdot c_{p,w} \cdot (t_{w,out} - t_{w,in})}{\dot{V}_{pv} \cdot Q_{i \text{ red}}} [\%] \quad (106)$$

$$\eta_{Q_i}^P = \frac{0,000224 \cdot 4180 \cdot (52,4 - 44,77)}{0,000196 \cdot 37\,186,24} = 0,9798 = 97,98 \%$$

### 7.5.7 Účinnost nepřímou metodou vztažená k výhřevnosti

Jedná se o výpočet, který je založený na tepelných ztrátách kotle.

### Komínová ztráta:

Pro dopočítání entalpie a objemů jednotlivých složek použijeme výpočty v kapitole 5.2, a to pro teplotu spalin získanou z experimentu, pro teplotu dopočtenou v kapitole 7.5.5 a pro vztažnou teplotu.

Pro získání entalpie spalin vztažené k výhřevnosti je třeba považovat vodní páru jako nekondenzující plyn a vynásobit celkový objem vodní páry s entalpií v plynném stavu. Další entalpie a objemy počítáme již běžným způsobem. Hodnoty mezi sebou vynásobíme a získáme celkovou entalpii spalin při naměřené teplotě  $10\,461,62 \text{ kJ/Nm}_{pv}^3$ .

Hodnoty pro vztažnou teplotu  $25 \text{ °C}$  mezi sebou vynásobíme a získáme celkovou entalpii spalin při teplotě okolí  $9816,13 \text{ kJ/Nm}_{pv}^3$ .

Tyto hodnoty od sebe odečteme a podělíme redukovanou výhřevností plynu ze začátku kapitoly 7.5 a získáme komínovou ztrátu:

$$Z_k^{Q_i} = \frac{I_{C,k} - I_{C,o}}{Q_{i \text{ red}}} = \frac{10\,461,62 - 9816,13}{37\,186,24} = 0,0174 = 1,74 \% \quad (107)$$

### Ztráta sdílením tepla do okolí:

Pro tento výpočet je nutné změřit kotel a vypočítat velikost teplosměnné plochy (povrchu kotle)  $S = 1,49 \text{ m}^2$ , dále je třeba získat součinitel přestupu tepla, který pro zjednodušení uvažujeme  $\alpha_k = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$  a je třeba určit střetní teplotu pláště  $T_{stř} = 25,5 \text{ °C}$ .

$$Z_{sv}^{Q_i} = \frac{\alpha_k \cdot S \cdot (T_{stř} - T_o)}{\dot{V}_{pv} \cdot Q_{i \text{ red}}} = \frac{10 \cdot 1,49 \cdot (25,5 - 20,58)}{0,000196 \cdot 37\,186\,240} = 0,0101 = 1,01 \% \quad (108)$$

### Účinnost:

Jednotlivé ztráty nyní odečteme od 100%

$$\eta_N^{Q_i} = 1 - Z_k - Z_{sv} = 1 - 0,0174 - 0,0101 = 0,9693 = 97,26 \% \quad (109)$$

Tento výpočet účinnosti nerespektuje zisk z kondenzace v kondenzačním kotli. Pro přibližnou kvantifikaci tohoto zisku je možné provést následující početní operace.

### Zisk kondenzací vodní páry ze spalin:

Množství kondenzátu a rozdíl entalpií vody v plynné a kapalně fázi získané na teplotě dopočtené v kapitole 7.5.5 mezi sebou vynásobíme pro získání zisku kondenzací.

$$Z_{kond}^{Q_i} = \frac{m_{kond} \cdot (h_{H_2O,g} - h_{H_2O,l})}{Q_{i \text{ red}}} [\%] \quad (110)$$
$$Z_{kond}^{Q_i} = \frac{0,58 \cdot (1765,19 - 142,47)}{37\,186,24} = 0,0253 = 2,53 \%$$

### Účinnost po numerickém připočtení zisku z kondenzace:

$$\eta_{Q_i}^N = 1 - Z_k - Z_{sv} + z_{kond} [\%] \quad (111)$$
$$\eta_N^{Q_i} = 1 - 0,0184 - 0,0101 + 0,0253 = 0,9979 = 99,79 \%$$

## 7.5.8 Účinnost přímou metodou vztažená ke spalnému teplu

Účinnost:

$$\eta_P^{Q_S} = \frac{\dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (t_{w,out} - t_{w,in})}{\dot{V}_{pv} \cdot Q_{S \text{ red}}} [\%] \quad (112)$$

$$\eta_P^{Q_S} = \frac{0,000224 \cdot 4180 \cdot (52,4 - 44,77)}{0,000196 \cdot 41\,119,64} = 0,8861 = 88,61 \%$$

## 7.5.9 Účinnost nepřímou metodou vztažená ke spalnému teplu

**Komínová ztráta:**

Při vztažení ke spalnému teplu již počítáme entalpii spalin s vodní parou jako kondenzujícím plynem, kde se nám promítne zisk z kondenzace a nebudeme muset provádět doplňujícím dopočet zisku z kondenzace, který má omezenou přesnost.

Pro získání entalpie spalin vynásobíme entalpii vody a vodní páry získanou na naměřené teplotě s objemy vody a vodní páry získané na dopočítané hodnotě v kapitole 7.5.5, kde je potřeba dopočítat objem vodní páry v přehřátém stavu při naměřené teplotě spalin za kotlem. Další entalpie a objemy bereme již jen na naměřené teplotě. Hodnoty mezi sebou vynásobíme a získáme celkovou entalpii spalin při naměřené teplotě 9526,79 kJ/Nm<sup>3</sup><sub>pv</sub>.

Hodnoty pro vtažnou teplotu 25 °C mezi sebou vynásobíme a získáme celkovou entalpii spalin při teplotě okolí 6159,19 kJ/Nm<sup>3</sup><sub>pv</sub>.

Tyto hodnoty od sebe odečteme a podělíme redukovanou výhřevností plynu ze začátku kapitoly 7.5 a získáme komínovou ztrátu:

$$z_k^{Q_S} = \frac{I_{C,k} - I_{C,o}}{Q_{S \text{ red}}} = \frac{9526,79 - 6159,19}{41\,119,64} = 0,0819 = 8,19 \% \quad (113)$$

**Ztráta sdílením tepla do okolí:**

Pro tento výpočet je nutné změřit kotel a vypočítat velikost teplosměnné plochy (povrchu kotle)  $S = 1,49 \text{ m}^2$ , dále je třeba získat součinitel přestupu tepla, který pro zjednodušení uvažujeme  $\alpha_k = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$  a je třeba určit střetní teplotu pláště  $T_{stř} = 25,5 \text{ °C}$ .

$$z_{sv}^{Q_S} = \frac{\alpha_k \cdot S \cdot (T_{stř} - T_o)}{\dot{V}_{pv} \cdot Q_{S \text{ red}}} = \frac{10 \cdot 1,49 \cdot (25,5 - 20,58)}{0,000196 \cdot 41\,119\,640} = 0,0091 = 0,91 \% \quad (114)$$

**Ztráta kondenzátem:**

Pro tento výpočet pouze porovnáme množství a entalpii kondenzátu mezi stavy při teplotě spalin při kondenzaci a pro vtažnou teplotu 25 °C. Problém může být ale ve stanovení teploty spalin při kondenzaci, jelikož tato teplota bude někde mezi teplotou spalin v komíně a teplotou vratné vody která spaliny chladí. Z toho důvodu je použita teplota spalin získaná v kapitole 7.5.5.

$$z_{kond}^{Q_S} = \frac{(m_{kond} \cdot h_{kond} - m_{kond}^{vz} \cdot h_{kond}^{vz})}{Q_{S \text{ red}}} [\%] \quad (115)$$

$$z_{kond}^{Q_S} = \frac{(0,58 \cdot 130,1 - 1,945 \cdot 77,4)}{41\,119,64} = -0,0018 = -0,18 \%$$

**Účinnost:**

$$\eta_N^{Q_s} = 1 - Z_k - Z_{sv} - Z_{kond} [\%] \quad (116)$$

$$\eta_N^{Q_s} = 1 - 0,0819 - 0,0091 + 0,0018 = 0,9108 = 91,08 \%$$

### 7.5.10 Porovnání výsledků výpočtů

Jednotlivé výsledky účinností včetně jejich dílčích složek jsou pro přehlednost zobrazeny v Tab. 18. Z hodnot v tabulce a výpočtu je zřejmé, že se hodnoty mezi přímou a nepřímou metodou neshodují, a to jak u výpočtu pro výhřevnost, tak u výpočtu pro spalné teplo. Tento rozdíl je pravděpodobně způsoben nízkou přesností měření parametrů použitých při přímé metodě. Pro lepší představu může tato nepřesnost vycházet z chybovosti senzorů; například rozdíl teploty vody o 0,1 °C může vést k 1 % změně účinnosti. Další možná nepřesnost může vycházet z nepřesného odečtení na plynoměru, kde rozdíl 0,003 m<sup>3</sup> představuje 1 % rozdíl účinnosti. To stejné může platit i pro špatné odečtení na vodoměru, kde rozdíl 0,003 m<sup>3</sup> představuje také 1 % rozdíl účinnosti. Všechny tyto uvedené nepřesnosti jsou velmi pravděpodobné a mohou vysvětlovat rozdíl až 3 % mezi metodami. To že se vzniklá nepřesnosti až 3 % vejde do tolerančního pásma bude dále obhájeno v podrobném popisu možných nepřesností ve výpočtu, čemuž je věnována kapitola 7.6.

Tab. 18: Porovnání výsledků výpočtů v %

Výpočet vztažen k výhřevnosti		Výpočet vztažen ke spalnému teplu	
$Z_k^{Q_i}$	1,74	$Z_k^{Q_s}$	8,19
$Z_{sv}^{Q_i}$	1,01	$Z_{sv}^{Q_s}$	0,91
$Z_{kond}^{Q_i}$	2,53	$Z_{kond}^{Q_s}$	-0,18
$\eta_N^{Q_i}$	99,79	$\eta_N^{Q_s}$	91,08
$\eta_P^{Q_i}$	97,98	$\eta_P^{Q_s}$	88,61

Pro porovnání mezi metodou vztaženou k výhřevnosti a spalnému teplu je účinnost značně nepraktická je proto třeba získat měrné výkony jednotlivých metod.

$$\dot{q}_{Q_i}^N = \eta_{Q_i}^N \cdot Q_{i \text{ red}} = 0,9979 \cdot 37\,186,24 = 37\,107,4 \text{ kJ/Nm}_{\text{pv}}^3 \quad (117)$$

$$\dot{q}_{Q_s}^N = \eta_{Q_s}^N \cdot Q_{s \text{ red}} = 0,9108 \cdot 41\,119,64 = 37\,453,41 \text{ kJ/Nm}_{\text{pv}}^3 \quad (118)$$

Porovnáním měrných výkonů obou metod zjišťujeme přibližný rozdíl kolem 1 %, kde měrný výkon od spalného tepla vyšší. Tento poměr není zatížen stejnými nepřesnostmi, jelikož jakákoliv změna parametrů se promítne do obou výpočtů a rozdíl zůstane podobný. Co by zde však ovlivňovalo rozdíl je problematika vztažných parametrů a s nimi spojeným přepočtem dle normy ČSN EN 12952-15. Pokud bychom totiž použili vztažnou teplotu 0 °C a normou definované spalné teplo byl by rozdíl 0,6 %, kde je měrný výkon výhřevnosti vyšší. To podporuje, již dříve zmíněnou nekorektnost přepočtu mezi výhřevností a spalným teplem podle normy a může být příčinou rozdílného výsledku obou metod.



## 7.6 Analýza přesnosti měření

Pro adekvátní vyhodnocení získaných dat byla provedena analýza přesnosti měření jednotlivých parametrů, která byla dále zohledněna při interpretaci výsledků, nebo byly navrženy alternativní metody měření.

### 7.6.1 Měření průtoku

V demonstrační experimentální trati proudí různá media. V první řadě do kotle vstupuje zemní plyn. Průtok plynu je měřen pomocí Honeywell membránového plynoměru BK-G4M (viz kapitola 7.1.6) a naměřená hodnota je zapisována v kroku  $0,01 \text{ m}^3$ . Z toho důvodu byla pro větší přesnost při měření zvolena alternativní možnost, kdy byl průtok zemního plynu odečítán ručně přímo z panelu na plynoměru. Přesnost měření plynoměru lze odvodit z křivky chyb dostupné u plynoměru. Tato křivka stanovuje chybu měření v závislosti na průtoku plynu, ten nám v rámci měření narůstal od  $0,256 \text{ m}^3/\text{h}$  na  $1,304 \text{ m}^3/\text{h}$  a není tedy možné stanovit jednotnou odchylku pro všechna měření. Nicméně, v rámci těchto průtoků by se chyba pohybovala v rozmezí kladné odchylky  $0-0,5 \%$ .

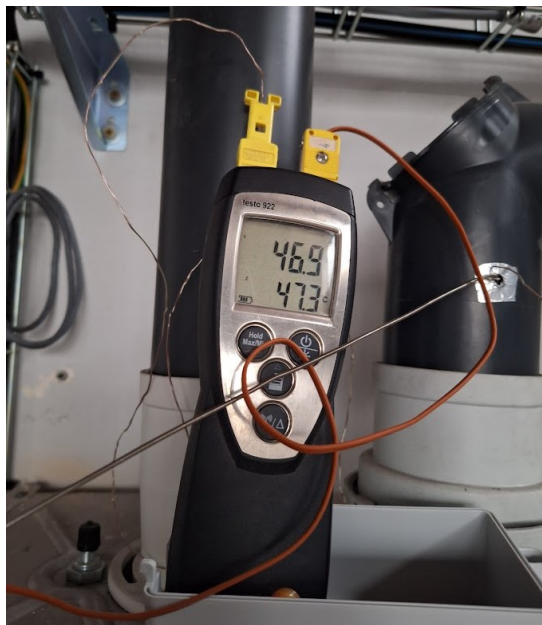
Dalším médiem, jehož průtok je měřen, je voda, sloužící jako teplotonosné médium mezi kotlem a teplovzdušnou vytápěcí jednotkou. Tento průtok je měřen pomocí bytového vodoměru ENBRA ET I s impulsním výstupem  $10 \text{ l/impulz}$  (viz kapitola 7.1.7). Zápisy jsou tedy opět prováděny v kroku  $0,01 \text{ m}^3$  a je proto také prováděn ruční odečet přímo z panelu na vodoměru. Zde je nutné věnovat větší pozornost možné nepřesnosti měření, jelikož se může pohybovat až o řád větší než u plynoměru. V rámci provedeného měření na rozdíl od průtoku plynu nedocházelo ke značným změnám průtoku vody, který se pohyboval kolem  $800 \text{ l/h}$ . Pro tento průtok je možné ze znalosti měřicího rozsahu R40 a hodnoty trvalého průtoku  $Q_3=2,5 \text{ m}^3/\text{h}$  vyvodit, že se pohybuje v tolerančním pásmu  $\pm 2-4 \%$  v závislosti na stáří vodoměru [23]. V rámci měření je tedy uvažováno s možnou odchylkou naměřeného průtoku v rozmezí  $\pm 3 \%$ .

Do procesu spalování vstupuje také spalovací vzduch, nasávaný z okolního prostředí do trubice. V této trubici je instalován lineární snímač průtoku vzduchu INT512, který zaznamenává rychlost vzduchu. Tato hodnota však není využívána při výpočtech, neboť spotřebu spalovacího vzduchu vypočítáváme na základě stechiometrických výpočtů. Posledním proudícím médiem jsou vystupující spaliny, jejichž průtok není přímo měřen. Množství spalin je opět dopočítáno na základě stechiometrických výpočtů, přičemž přesnost tohoto výpočtu je závislá na přesnosti měření průtoku a složení zemního plynu (viz kapitola 7.2).

### 7.6.2 Měření teplot

U všech médií provádíme rovněž měření jejich teploty pomocí snímače teploty TR068C Pt 100/3850 (viz kapitola 7.1.4), který měří teplotu s přesností  $\pm(0,3 \text{ }^\circ\text{C} + 0,005 \text{ }^\circ\text{C}$  z naměřené teploty) a zaznamenává jí s přesností na  $0,09 \text{ }^\circ\text{C}$ . V případě vody dvakrát, a to před vstupem a po výstupu z kotle. Jelikož bylo stejné médium měřeno ve dvou různých místech bylo možné prověřit jejich přesnost. Správnost měření těchto teploměrů byla prověřena spuštěním v režimu čistě průtočném bez ohřevu, kde byl kotel vypnut a bylo pouze zapnuto čerpadlo. V takovémto režimu se předpokládá stejná teplota vstupu a výstup z kotle, avšak z průměrných hodnot naměřených v tomto režimu vycházel rozdíl  $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ . Ten nemusí být způsoben pouhou nepřesností teploměrů, ale také samotným čerpadlem a případným ohřátím od proudění.

Pro provedení přesného výpočtu účinnosti nepřímou metodou je nutná přesná teplota spalin odcházejících z kotle. Snímač teploty spalin je, ale umístěn v neizolovaném komínu v téměř metrové vzdálenosti od kotle. Pro prověření možné chyby vzniklé ochlazením spalin byl těsně nad kotlem vytvořen vstup pro termočlávkové sondy diferenčního teploměru Testo 922 se štitkovou přesností  $\pm(0,5 \text{ } ^\circ\text{C} + 0,3\% \text{ z naměřené teploty})$  viz Obr. 28.



Obr. 28: Separátní měření teploty diferenčním teploměrem Testo 922

Dodatečný teploměr byl použit při měření jak v kondenzujícím, tak i v nekondenzujícím stavu a v obou případech zobrazoval teploty o 7-10 °C vyšší než snímač teploty TR068C Pt 100/3850. Pro potvrzení absence chyby ve snímači teploty byl snímač TR068C Pt 100/3850 přesunut do nově vytvořeného průchodu v místě měření diferenčním teploměrem Teslo 922. Teploměry naměřily na stejném místě měření přibližně shodnou teplotu, což potvrdilo, že na metru neizolovaného komína dochází k ochlazení o 7-10 °C. Pro zvýšení přesnosti měření byl snímač teploty TR068C Pt 100/3850 ponechán v nově vytvořeném otvoru, kde byl pevně upevněn a otvor byl zaizolován.

### 7.6.3 Měření kyslíku ve spalinách

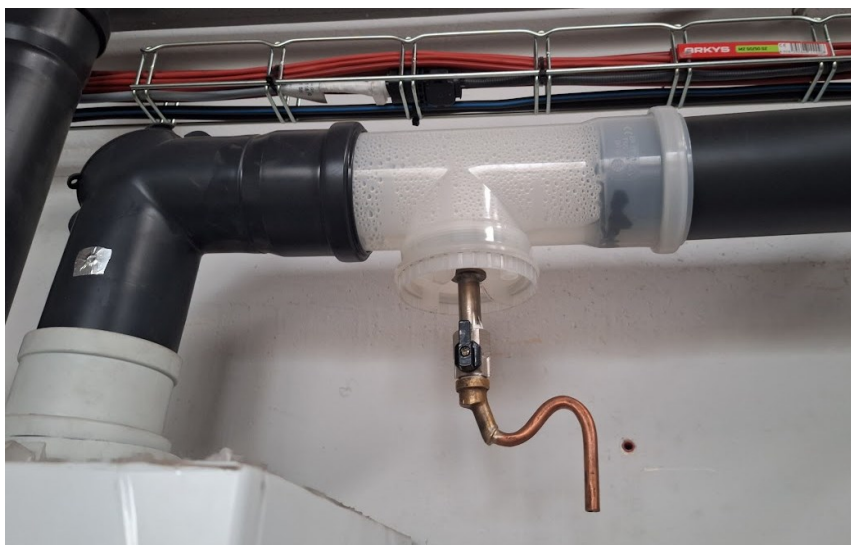
Kromě teploměru je ve spalinách umístěna také lambda sonda O2 senzor Bosch LSU 4.9 (viz kapitola 7.1.5), která slouží k měření procentuálního zastoupení kyslíku přímo ve vlhkých spalinách. Tato sonda je navržena primárně pro měření výfukových plynů automobilových motorů a disponuje nízkou přesností pro měření ve spalinách energetických zařízení. Pro výpočet je nutné počítat s procentuálním zastoupením kyslíku v suchých spalinách a je tedy nutný přepočet. Pro provedení přepočtu je nutná znalost složení spalin, které vychází ze stechiometrie založené na složení plynu, které je v nepřesných průměrných hodnotách (viz kapitola 7.2). V poslední řadě dochází při kondenzaci ke změně množství vodní páry ve spalinách, které je potřeba přepočítat za vzniku další nepřesnost.

### 7.6.4 Měření kondenzátu

Zkondenzovaná vodní pára, která vychází z kotle, se shromažďuje ve skleněné odměrce místo odvádění pryč. Tato odměrka umožňuje odečíst výšku hladiny a měřit tak množství kondenzátu

v mililitrech. Pro zvýšení přesnosti byla během experimentů použita váha, která umožňuje měření množství kondenzátu v gramech.

Odváděný kondenzát z kotle je před odtokem přiváděn do sifonů odkud následně vytéká do nádoby, kde probíhá měření. Do sifonu není však přiváděn pouze kondenzát z kotle, ale také z odkapávací misky nad komorou, ze které může případně proudit vzniklý kondenzát ze spalovacího vzduchu a kondenzát ze spalin vzniklý v komíně, který protéká do sifonu skrz kotel. Právě kondenzát se spalin přinášel značnou nepřesnost měření, jelikož je komín neizolovaný docházelo, a to hlavně při nekondenzačních stavech ke značné kondenzaci v komínu viz Obr. 29. Pro zvýšení přesnosti měření byl vytvořen sekundární odtok kondenzátu přímo v komínu viz Obr. 29.



Obr. 29: Viditelná kondenzace v místě sekundárního odtoku kondenzátu v komíně

Kromě množství nás také zajímala teplota kondenzátu. S ohledem na jeho ochlazení v sifonu nelze tuto hodnotu přesně změřit ve skleněné odměrce. Při experimentálním měření bylo tedy znovu využito diferenčního teploměru Testo 922 jehož termočlávková sonda byla po vyvrtání malé dírky přivedena přímo do odtoku kondenzátu ze spalovací komory. Hodnota při každém experimentálním měření byla odečtena pouze jednou a sloužila pouze jako orientační s velmi nízkou přesností.

### 7.6.5 Závěr analýzy přesnosti a stanovení tolerančního pásma

Jak bylo v práci opakovaně zdůrazněno, nepřímá metoda je značně závislá na přesnosti měření. Po důkladné analýze přesnosti měření jsme schopni stanovit následující toleranční pásma pro výslednou účinnost, která jsou uvedena v Tab. 19.

Tab. 19: Nepřesnosti parametrů pro výpočet účinnosti

Médium	Nepřesnost	Chyba z odečtu či zápisu hodnoty	Výsledné toleranční pásmo
Průtok plynu	0,5 %; +0,001 m <sup>3</sup>	±0,001 m <sup>3</sup>	-0,001+0,002 m <sup>3</sup> ; ±0,5 %
Průtok vody	±3 %; ±0,007 m <sup>3</sup>	±0,001 m <sup>3</sup>	±0,008 m <sup>3</sup> ; ±2 %
Teplota vody	±0,5 °C	±0,09 °C	±0,59 °C; ±5 %
Teplota spalin	±0,5 °C	±0,045 °C	±0,59 °C; ±0,03 %
Kyslík	±1 %	-	±0,001 %

Výsledné toleranční pásmo přímé metody závisí na přesnosti měření teploty vody, průtoku vody a plynu. Měření teploty probíhá na dvou místech, avšak při měření ve stavu bez zapnutého kotle byla zaznamenána shoda teploměrů na 0,1 °C. Zvýšení tolerančního pásma na základě možné dvojí odchylky je tedy nevhodné, protože se předpokládá jistá kalibrace teploměrů. Chyba zápisu již promítá tuto dvojnásobnou odchylku, kdy se při zápisu uvažuje o zaokrouhlení až na hodnoty 0,045 °C. Výsledné toleranční pásmo účinnosti přímé metody je stanoveno na  $\pm 7,5\%$ .

Pokud jde o toleranční pásmo nepřímé metody, tak do výpočtu vstupuje přesnost měření teploty spalin, obsahu kyslíku ve spalinách, množství vzniklého kondenzátu a přesnost složení plynu. Toleranční pásma těchto parametrů je složité kvantifikovat, a jak je vidět na teplotě spalin a obsahu kyslíku v Tab. 19, jejich vliv je v porovnání s parametry přímé metody zanedbatelný. Při porovnání přímé a nepřímé metody je tedy postačující toleranční pásmo přímé metody k ověření shody výpočtů.

## 7.7 Analyzátor

Pro provedení přesnějšího rozboru složení spalin na experimentální jednotce byl připojen externí plynový analyzátor Multigas FTIR 2030, jimž procházející spaliny jsou následně chlazeny v přenosném systému úpravy plynu PSS 5/3 a měřeny v kyslíkovém analyzátoru PMA 30, který určuje objemové zastoupení kyslíku v suchých spalinách. Oba analyzátory ukládají data v sekundových intervalech s vysokou přesností do souborů odkud jsou následně exportovány. Celé zařízení je zobrazeno na Obr. 30.



Obr. 30: Analyzátor

### 7.7.1 Plynový analyzátor Multigas FTIR 2030

Plynový analyzátor Multigas FTIR 2030 (viz Obr. 31) je analytický přístroj založený na infračervené spektroskopii s Fourierovou transformací (Fourier transform infrared spectroscopy, FTIR). Infračervená spektroskopie studuje interakce infračervených fotonů s materiály prostřednictvím absorpce, emise nebo odrazu. Tento analyzátor vyhodnocuje absorpci infračerveného světla plyny a určuje koncentraci plynů v libovolném vzorku. Jeho efektivita spočívá v současném snímání celého infračerveného spektra vzorku a následné Fourierově transformaci signálu získaného ze senzoru. [24][25]



Obr. 31: Plynový analyzátor Multigas FTIR 2030 [24]

Infračervená absorpční spektroskopie je založena na průchodu infračerveného záření vzorkem a měření absorpce tohoto záření. Každý materiál má charakteristické infračervené spektrum, které se odlišuje podle frekvence kmitů mezi vazbami atomů. Tímto způsobem lze provést přesnou kvalitativní analýzu složení látky. Při měření koncentrace plynů analyzátozem FTIR je vzorek vystaven infračervenému paprsku a měří se jeho absorpční spektrum. Specializovaný software poté analyzuje spektrum a určí koncentrace jednotlivých plynů ve vzorku porovnáním jejich absorbance s absorbancí referenčního plynu. [25]

FTIR spektrometr se skládá z infračerveného zdroje, interferometru, prostoru pro vzorek, senzoru, zesilovacího systému, A/D převodníku a mikroprocesorového softwaru. Interferometr je klíčovou součástí, která transformuje světlo z časové do frekvenční oblasti pomocí rychlé Fourierovy transformace. Analyzátozy plynů FTIR jsou schopny detekovat extrémně nízké koncentrace plynů až na úrovni částic na miliardu (ppb). Jejich schopnost měřit více plynů současně je výhodná pro analýzu komplexních směsí. [25]

### 7.7.2 Přenosný systém úpravy plynu PSS 5/3

Přenosný systém úpravy plynu PSS5/3 (viz Obr. 32) je nezbytnou součástí analýzy spalín, která usnadňuje přípravu vzorků plynu pro přesné měření navazujícími analytickými přístroji. Tento klimatizační systém zajišťuje, že vzorek plynu je vhodně filtrován, vysušen a udržován při požadované teplotě a tlaku, čímž se minimalizuje rušení a optimalizuje výkon analyzátořů

plynu. V našem případě je zapojen před kyslíkovým analyzátozem PMA 30 viz 7.7.3, jehož funkci by obsah vlhkosti plynu výrazně ovlivnil a vedl by k nepřesným měřením. Přístroj PSS5/3 obsahuje součásti, které účinně odstraňují vodní páru z proudu plynu a zajišťují suché a čisté vzorky pro analýzu. [26]



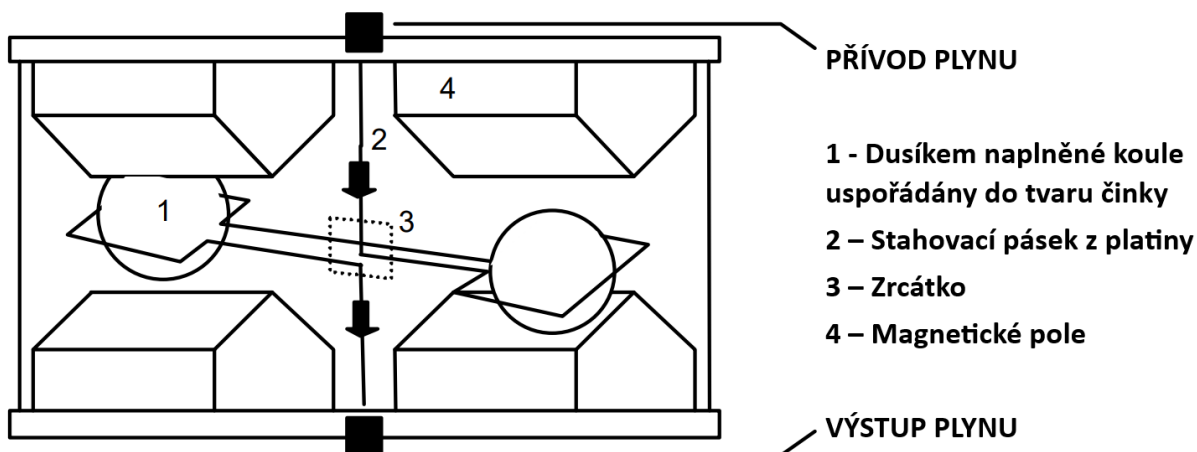
Obr. 32: Přenosný systém úpravy plynu PSS 5/3 [26]

### 7.7.3 Kyslíkový analyzátor PMA 30

Analyzátor kyslíku PMA 30 (viz Obr. 33) je vhodný pro kontinuální měření kyslíku v suchých vzorcích plynů bez částic s maximálním rosným bodem 5 °C. Měření je založeno na fyzikálním principu magnetodynamické kyvety pro měření kyslíku a je jednou z nejpřesnějších kvantitativních metod stanovení kyslíku v rozsahu 0-100 % objemu kyslíku. K měření je využíváno výrazné magnetické citlivosti kyslíku, která má za následek mnohem silnější přitahování magnetickým polem než u jiných plynů. Těto vlastnosti lze využít k měření s velmi nízkou křížovou citlivostí měření na ostatní složky ve vzorku plynu pomocí magnetodynamického analyzátoru viz Obr. 34. [27]



Obr. 33: Analyzátor kyslíku PMA 30 [27]



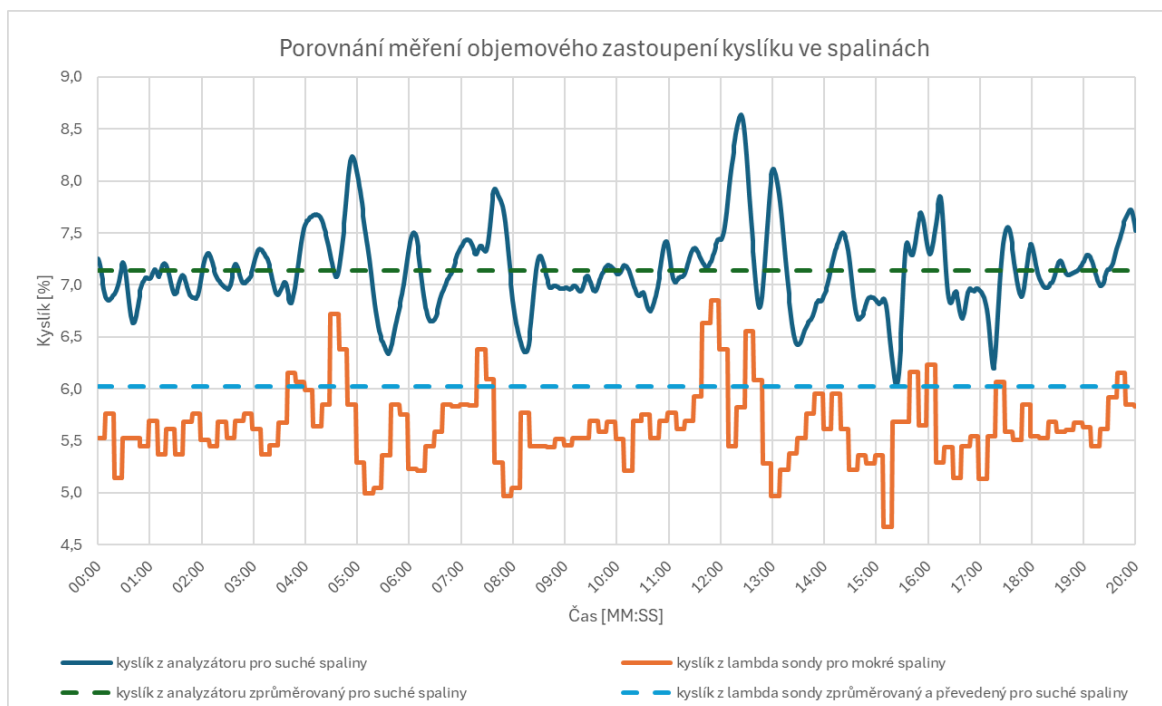
Obr. 34: Schéma měřicího zařízení pro detekci pohybu činky [27]

Měřicí zařízení konstruováno jako činka, skládající se ze dvou dusíkem naplněných koulí. Ve středovém bodě otáčení činky je umístěno malé zrcátko a činka je obklopena drátěnou cívkou potřebnou pro kompenzační proceduru. Popsaný systém je upevněn rotačně symetricky uvnitř skleněné trubice pomocí stahovacího pásku z platiny a je sešroubován se dvěma kusy magnetických pólů. Při vtoku kyslíku jsou jeho molekuly přitahovány do magnetického pole, což způsobuje stlačení čar elektrického toku na klínových magnetických pólových dílcích. [27]

Diamagnetické kuličky naplněné dusíkem jsou vytlačovány z tohoto pole, čímž se činka otáčí. Toto otáčení je detekováno optickým systémem, který se skládá ze zrcadla, projekční LED a fotoelektrického článku. Jakmile je činka vytlačena z magnetického pole, dochází k okamžité změně napětí fotoelektrického článku. Měřicí zesilovače pak generují odpovídající proud, který přes drátovou cívku na čince vyvolá elektromagnetický zatěžovací moment, který vrátí činku do nulové polohy. Každá změna koncentrace kyslíku pak vyvolá lineární proporcionální změnu kompenzačního proudu, který je přímo odečten v %  $O_2$  jako hodnota kyslíku. [27]

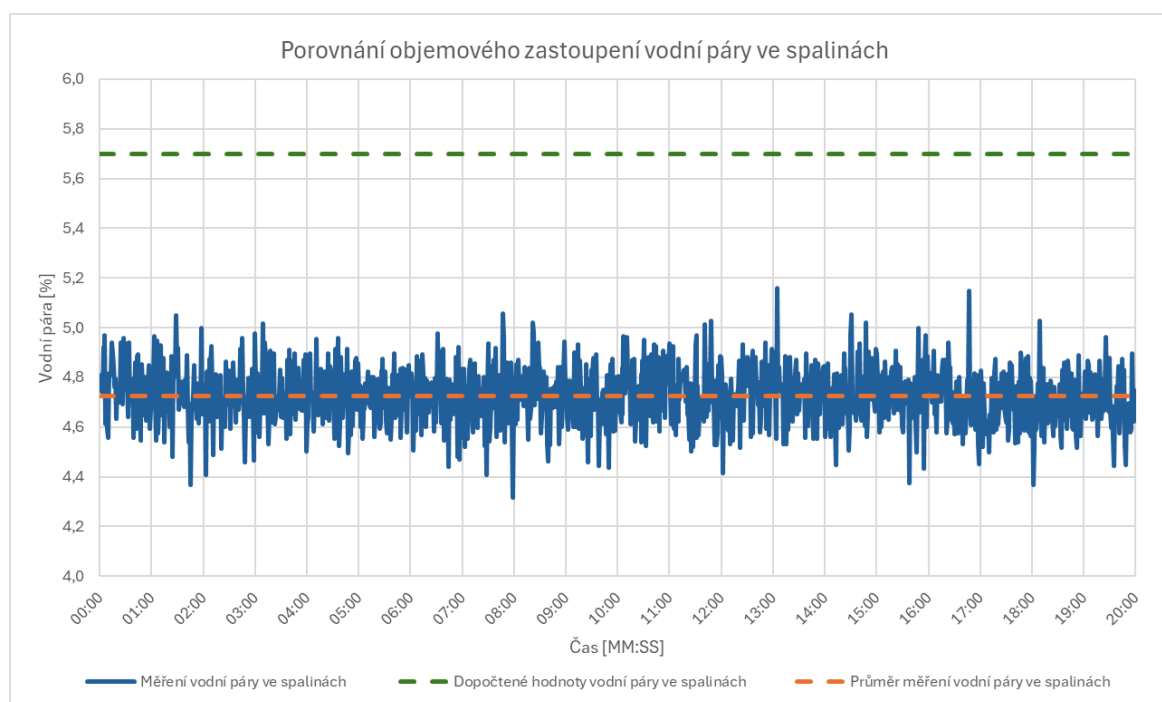
#### 7.7.4 Výstupy z analyzátoru

Díky dvojitému způsobu měření obsahu kyslíku ve spalinách lze provést jejich porovnání viz Obr. 35 zobrazující 20minutový profil zastoupení kyslíku ve spalinách. Při porovnávání je třeba si uvědomit, že analyzátor měří obsah kyslíku v suchých spalinách zatím co lambda sonda jej měří přímo ve vlhkých spalinách. Z toho důvodu je třeba provést přepočty, po němž se hodnoty rozcházejí přibližně o 1 %. Vyšší hodnota měřená analyzátozem je získána s větší přesností a je proto považována za správnější. Toto měření tedy naznačuje vyšší přebytek vzduchu při spalování i při měřeních provedených bez zapojeného analyzátoru.



Obr. 35: Porovnání měření objemového zastoupení kyslíku ve spalínách

Díky dvojitmu způsobu měření množství vodní páry ve spalínách lze provést porovnání viz Obr. 36 zobrazující 20minutový profil měření vodní páry ve spalínách a ekvivalentní množství dopočítané ze zachyceného kondenzátu ve skleněné odměrce. Měření vodní páry ve spalínách vykazovalo v průměru 4,7 % objemového zastoupení, což by odpovídalo přibližně  $0,62 \text{ Nm}_V^3/\text{Nm}_{pV}^3$ . Tato hodnota se liší od dopočtených hodnot, kde se předpokládá  $0,74 \text{ Nm}_V^3/\text{Nm}_{pV}^3$  a tedy 5,7 % objemového zastoupení ve spalínách. Rozdíl činí  $0,12 \text{ Nm}_V^3$ , což je přibližně 1 % viz Obr. 36, takové množství by bylo ekvivalentní 10 ml kondenzátu při měření navíc. Tato chyba byla dále prověřena v celé sérii experimentů v kapitole 7.8.1.



Obr. 36: Porovnání objemového zastoupení vodní páry ve spalínách



## 7.7.5 Úprava výpočtu pro sérii experimentů při použití dat z analyzátoru

Data z analyzátoru považujeme jako přesněji určená a budou tedy použita k prověření přesnosti výpočtu. Zmíněná relevantní data jsou uvedena v Tab. 20. Jak bylo uvedeno v kapitole 7.7.4, hodnota kyslíku ve spalinách není přesná, a proto je nahrazena hodnotou získanou z analyzátoru (viz Tab. 20). Pro zvýšení přesnosti je také nahrazeno naměřené množství kondenzátu, které bude dopočítáno pomocí naměřeného procentuálního množství vodní páry ve spalinách (viz Tab. 20) ve výpočtech jednotlivých experimentálních měření.

Tab. 20: Naměřené hodnoty z analyzátoru při sérii experimentů

Výkon [%]	Kyslík v SS [%]	H <sub>2</sub> O [%]
30	7,09	4,18
40	6,81	4,64
50	6,67	7,15
60	6,66	10,91
70	6,39	14,13
80	5,89	14,51
90	5,86	14,47

Analyzátor měří procentuální zastoupení kyslíku již vztažené k suchým spalinám. To značně zjednoduší výpočet oproti výpočtu z dat z lambda sondy, která měří procentuální zastoupení kyslíku ve spalinách mokřích. Využití dat z analyzátoru nám zvyšuje přesnost a jednoduchost výpočtu, jelikož můžeme získanou hodnotu přímo dosadit do vztahu (119).

$$\alpha = \frac{0,21 + \left(\frac{O_{SSmin}}{O_{VSSmin}} - 1\right) \cdot o_{O_2}^{SS}}{0,21 - o_{O_2}^{SS}} [-] \quad (119)$$

$$\alpha = \frac{0,21 + \left(\frac{8,91}{9,91} - 1\right) \cdot \frac{6,66}{100}}{0,21 - \frac{6,66}{100}} = 1,417$$

Pomocí dat z analyzátoru jsme schopni dopočítat předpokládané množství kondenzátu a opět dopočítat teplotu kondenzace. V první řadě je tedy nutné dopočítat se k jakému množství kondenzátu  $m_{kond}$  při experimentu vzniklo. K tomu lze využít stechiometrické výpočty složení spalin s menší úpravou kde od množství vodní páry ve spalinách odečteme vykondenzované množství. Vzhledem k tomu že známe procentuální zastoupení vodní páry ve spalinách lze iteračním řešením dopočítat množství vzniklého kondenzátu. K řešení iterací byl použit řešič v excelu, který vycházel z vztahů (120-122), které byly původně vypočteny pro námi naměřené množství kondenzátu 93 ml.

**Objem vodní páry ve spalínách:**

$$O_{H_2O}^\alpha = (O_{H_2O}^S + (\alpha - 1) \cdot O_{H_2O}^V) - \left( \frac{m_{kond}}{V_{N,pv}} \right) [Nm^3/Nm^3_{pv}] \quad (120)$$

$$O_{H_2O}^\alpha = (2,242 + (1,417 - 1) \cdot 0,101) - \left( \frac{0,236}{1000 \cdot 0,806} \right) = 1,597 Nm^3/Nm^3_{pv}$$

**Objem vlhkých spalín:**

$$O_{SV}^\alpha = O_{SS}^\alpha + O_{H_2O}^\alpha = 13,041 + 1,597 = 14,638 Nm^3/Nm^3_{pv} \quad (121)$$

**Procentuální zastoupení vodní páry v mokřých spalínách a ekvivalentní kondenzát:**

$$o_{O_2}^{SV} = \frac{O_{H_2O}^\alpha}{O_{SV}^\alpha} = \frac{1,597}{14,638} = 0,1091 = 10,91 \% \quad (122)$$

$$m_{kond} \Rightarrow 111,44 ml$$

Vypočtené množství kondenzátu dále přepočítáme na množství při spotřebě  $Nm^3$  plynu místo naměřené hodnoty a můžeme dosadit zpět do výpočtu.

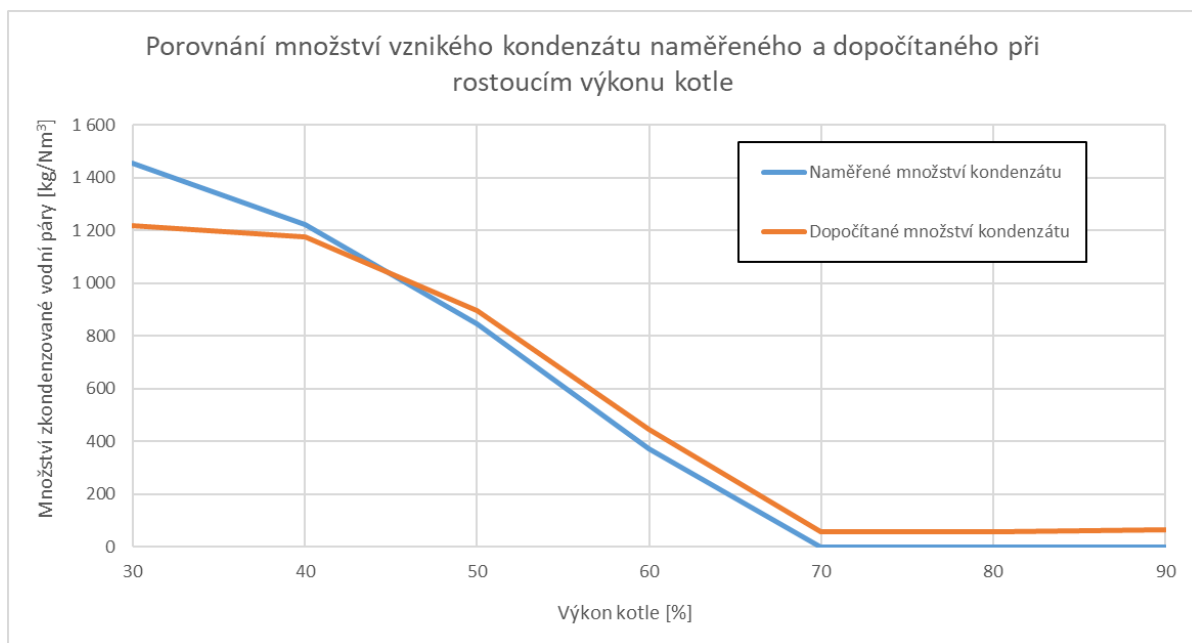
$$m_{kond} = m_{kond} \cdot \frac{1}{V_{N,pv}} = 111,44 \cdot \frac{1}{0,236} = 437,07 ml/Nm^3_{pv} \quad (123)$$

## 7.8 Výstupy ze série experimentů

Data z kapitoly 7.4 byla použita k provedení výpočtů z kapitoly 7.5. Následně byly prováděny další výpočty s použitím dat získaných z analyzátoru, v souladu s metodikou popsanou v kapitole 7.7.5, s cílem získat detailnější výsledky. V této kapitole jsou diskutovány výstupy po provedení vyhodnocení.

### 7.8.1 Porovnání množství kondenzátu

Po provedení série experimentů bylo porovnáno naměřené množství kondenzátu s množstvím kondenzátu dopočítaným z obsahu vodní páry ve spalínách určeného analyzátozem. Hodnoty byly dále vztaženy na  $Nm^3$  plynu pro správné porovnání. Na základě těchto dat byly zaznamenány rozdíly, kde k nejvýznamnějším rozdílům docházelo při nejnižším měřeném výkonu (30 %) a v nekondenzujícím stavu (70-90 %) viz Obr. 37.



Obr. 37: Porovnání množství vzniklého kondenzátu naměřeného a dopočítaného při rostoucím výkonu kotle

Při nejnižším naměřeném výkonu přesahoval rozdíl kondenzátu  $200 \text{ ml/Nm}_{\text{pv}}^3$ , přičemž vyšší hodnota byla naměřena. Vzhledem k tomu, že se jedná o nejnižší měřený výkon, může hrát velkou roli nepřesnost měření, která nabyde na velikosti při přepočtu na  $\text{Nm}_{\text{pv}}^3$ . Tuto možnost dále podporuje skutečnost, že k rozdílům přibližně do  $10 \text{ ml}$  docházelo ve všech měřeních. Tento rozdíl však na následujících měřeních ukazoval opačný trend, tedy větší množství kondenzátu z analyzátoru. Do nepřesnosti dále může zasahovat možná tvorba kondenzátu v nezaizolovaném komíně.

V nekondenzujícím stavu, kdy nebyl zaznamenán žádný přítok, vycházela z výpočtu přibližná tvorba  $60 \text{ ml/Nm}_{\text{pv}}^3$ . Tento zjištěný rozdíl v množství kondenzátu lze považovat za systematickou chybu měření nebo za chybu při vyhodnocení množství kondenzátu a dat analyzátoru. Kompenzací této chyby by se výsledky v rozmezí 50–90 % výkonu srovnaly. K rozdílu pravděpodobně došlo z důvodu nepřesného složení plynu nebo jiných parametrů, které vstupují do stechiometrického výpočtu. Analyzátor byl umístěn hned za kotlem, avšak v přibližně půlmetrové vzdálenosti byla v průhledné části komínu pozorována kondenzace. Tato kondenzace, stejně jako potenciální kondenzace v odběrové trase či analyzátoru, mohla také přispět ke vzniklé nepřesnosti.

Rozdíl mezi námi naměřeným množstvím kondenzátu a hodnotami dopočítanými z dat analyzátoru není příliš velký a nemá výrazný vliv na výpočet. Je tedy možné použít data z analyzátoru jako potvrzení přibližné správnosti toho, že námi naměřený kondenzát skutečně kondenzoval ve spalovací komoře a ve větší míře neodtéká z komína, či nedocházelo k dalším značným nepřesnostem. Množství kondenzátu, které jsme naměřili, je tedy považováno za spolehlivější výsledek, zejména vzhledem k možné nepřesnosti složení paliva, na základě, kterého provádíme výpočet z dat z analyzátoru. Nicméně je vhodné zmínit zajímavý výsledek, kdy při použití naměřeného množství kondenzátu vychází dopočítaná teplota, při které by došlo ke kondenzaci, nižší než teplota námi naměřené vratné vody. To by z fyzikálního hlediska nedávalo smysl, protože není možné, aby se spaliny chlazené vratnou vodou ochladily pod teplotu vratné vody. Hodnota získaná dopočítáním z dat analyzátoru naopak tento fyzikální

predpoklad splňuje a vždy se pohybuje nad teplotou vratné vody. Z tohoto hlediska by se mohla jevit jako přesnější, avšak je třeba vytvoření tepelné bilance na základě přesnějšího měření.

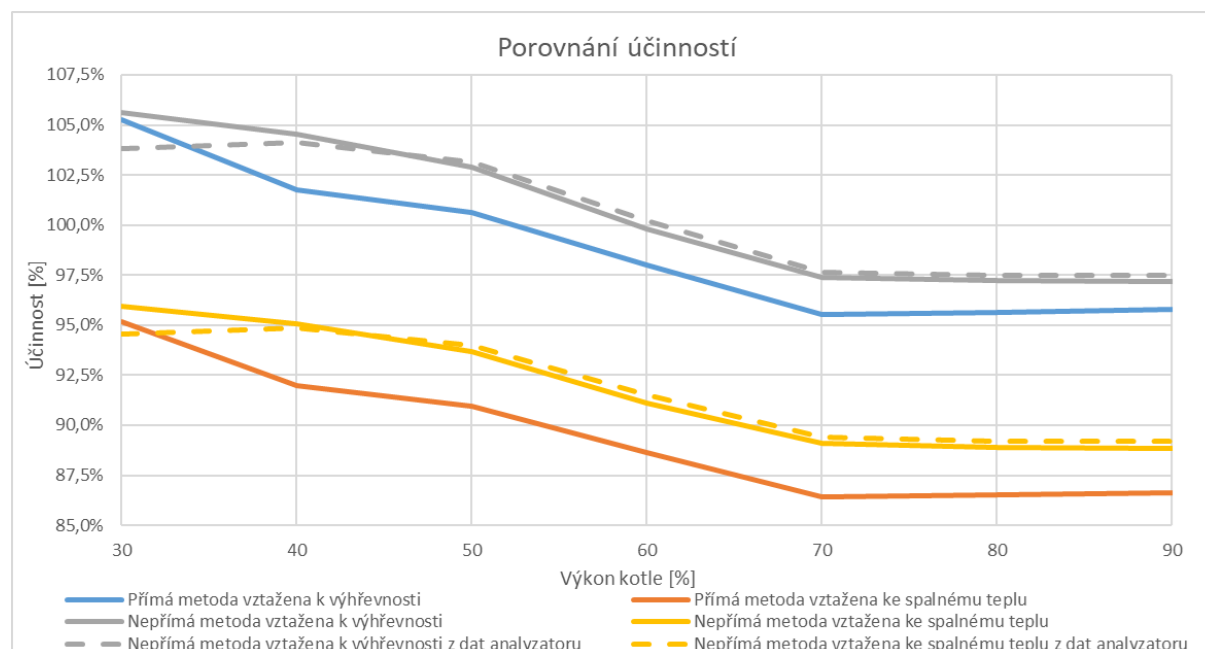
Přibližný vliv rozdílných hodnot kondenzátu spolu s přesnějším přebytkem vzduchu je zobrazen v kapitole 7.8.2 na Obr. 38. Ve většině stavů se nejedná značný rozdíl a s přihlédnutím na další nepřesnosti měření je použití obou přístupů adekvátní. Pro provedení výpočtu novou metodiku je tedy potvrzeno, že je postačující měření teploty a kyslíku spalin s odběrem množství kondenzátu pro provedení výpočtu účinnosti kondenzačních kotlů.

## 7.8.2 Porovnání účinností

Účinnosti a měrné výkony dopočtené pomocí postupu v kapitole 7.5 jsou pro jednotlivé měření při různých výkonech zobrazeny v Tab. 21.

Tab. 21: Účinnosti a měrné výkony jednotlivých experimentálních měření

Výkon [%]	$\eta_P^{Q_i}$ [%]	$\eta_P^{Q_s}$ [%]	$\eta_N^{Q_i}$ [%]	$\eta_N^{Q_s}$ [%]	$\dot{q}_N^{Q_i}$ [kJ/Nm <sup>3</sup> <sub>pv</sub> ]	$\dot{q}_N^{Q_s}$ [kJ/Nm <sup>3</sup> <sub>pv</sub> ]
30	105,25	95,17	105,63	95,94	39 255	39 426
40	101,74	92,00	104,54	95,07	38 851	39 071
50	100,60	90,97	102,87	93,67	38 243	38 508
60	97,98	88,61	99,79	91,08	37 107	37 453
70	95,55	86,41	97,36	89,07	36 226	36 645
80	95,66	86,51	97,22	88,90	36 185	36 588
90	95,80	86,65	97,15	88,84	36 166	36 568

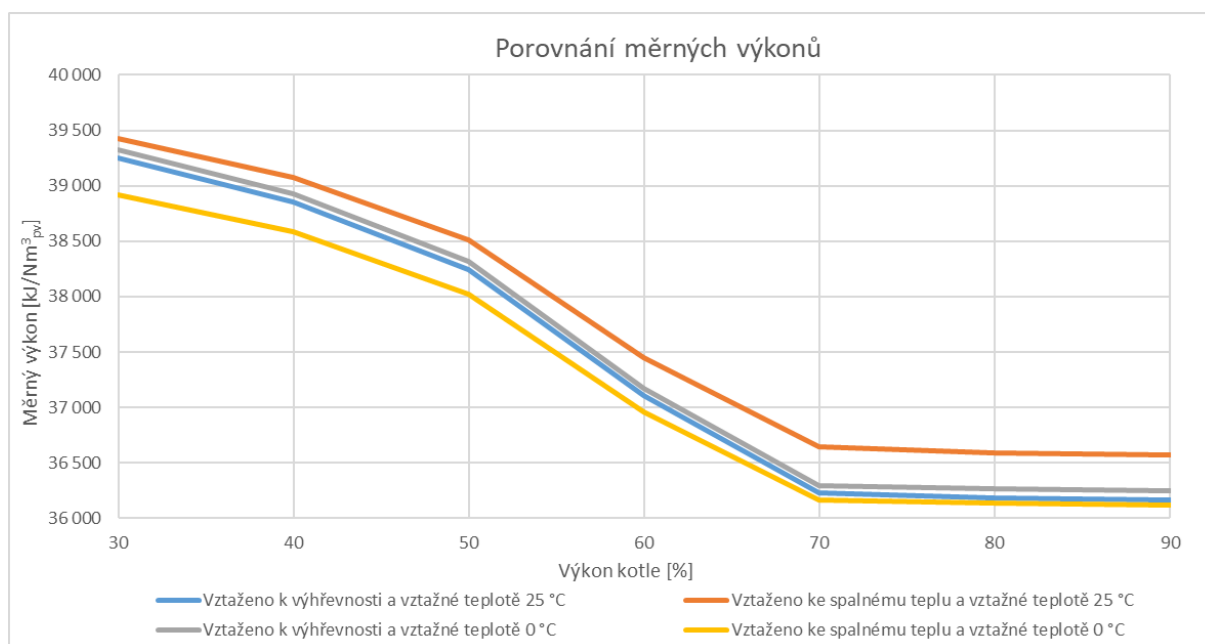


Obr. 38: Porovnání účinností

Na Obr. 38 jsou zobrazeny trendy výkonů z Tab. 21 a pro porovnání je doplněn trend výkonů (prerušovanými čarami) při výpočtu účinnosti nepřímou metodou na základě dat z analyzátoru a uprav výpočtu z kapitoly 7.7.5. Rozdíl výsledků účinnosti mezi přímou a nepřímou metodou

při všech výkonech leží v tolerančním pásmu  $\pm 7,5$  % stanoveného v kapitole 7.6.5, což naznačuje shodu výsledků. Z Obr. 38 je na trendech popisující účinnost mezi výkonem 30 % a 40 % značný rozdíl a v případě účinností z analyzátoru jediné protnutí trendů. To může být způsobeno několika důvody, které by se mohly shodovat s důvody popsány v kapitole 7.8.1. Každopádně největší výchylka vychází z výpočtu přímou metodou, která je zatížena větší nepřesností. Tento jev tedy podporuje již zmiňovanou vyšší přesnost nové metody pro stanovení účinností nepřímou metodou pro kondenzační plynové kotle.

V poslední řadě je na Obr. 39 zobrazen vývoj měrných výkonů ze série experimentů (viz Tab. 21), které jsou doplněny i o měrné výkony při použití vztažné teploty  $0$  °C oproti použité teplotě  $25$  °C. Tyto hodnoty jsou doplněny k vizualizaci problematiky řešené na konci kapitoly 7.5.10 kde, jak již bylo zmíněno dochází k rozdílům při přepočtu dle normy ČSN EN 12952-15. Tento problém je nejlépe viditelný na rozdílu u nekondenzujících stavů, kde je rozdíl nejvyšší, přičemž by se předpokládalo opačné chování a výpočty oběma metodami by měly být nejbližší. Menší rozdíly jsou viditelné, pokud provedeme všechny výpočty ke vztažné teplotě  $0$  °C, kde je spalné teplo ekvivalentní k téměř plné kondenzaci vodní páry ze spalin a není přepočítáno jako pro variantu při teplotě  $25$  °C. Tato skutečnost dále podporuje již dříve zmíněnou nepřesnost přepočtu spalného tepla pro jednotlivé vztažné teploty dle normy ČSN EN 12952-15.



Obr. 39: Porovnání měrných výkonů

I přes výkyvy u jednotlivých experimentů však účinnosti viditelně kopírují změny při změně výkonu a je tedy možné říct, že nově představený výpočet nepřímou metodou vztaženou ke spalnému teplu byl experimentálně prověřen. Pro plnohodnotné porovnání se navrhuje zpřesnění měření parametrů pro výpočet přímé metody. Dále se navrhuje přezkoumání výpočtu spalného tepla dle normy ČSN EN 12952-15, kde výpočty v této práci poukazují na větší nárůst potenciálního zisku při snížení vztažné teploty spalování  $t_1$ . Ten je viditelný na změně entalpie spalin pro jednotlivé teploty  $t_1$ , kde při změně vztažné teploty  $t_1$  z  $0$  °C na  $25$  °C dojde k násobnému rozdílu nárůstu energie získané z kondenzace oproti změně spalného tepla z normy ČSN EN 12952-15.

## 8. Aplikace modifikované výpočtové metodiky

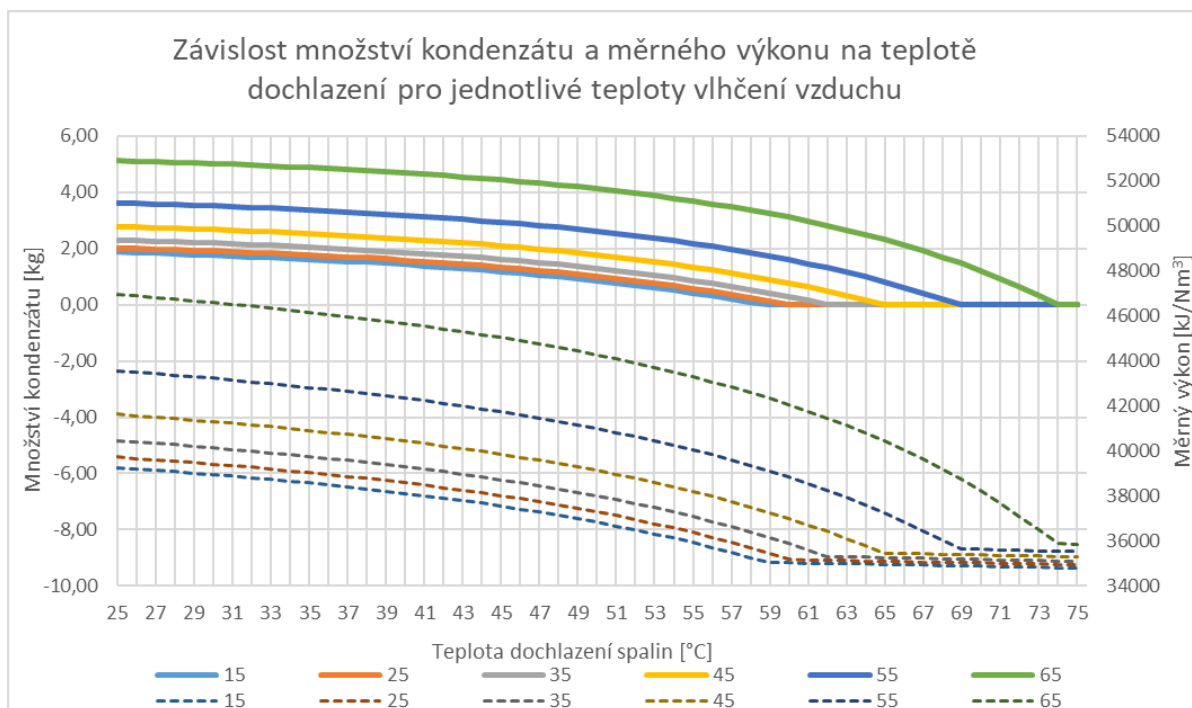
Výhodou a jednou z motivací návrhu této metodiky je její aplikace při návrhu a úpravě vstupujících parametrů kondenzačního plynového kotle. Jak již bylo zmíněno v kapitole 5. tak nám tato metoda nabízí možnost kvantifikace vlivu změny vstupujících parametrů do procesu spalování. Z takto kvantifikovaných změn je pak možný návrh opatření pro zvýšení účinnosti či měrného výkonu.

### 8.1 Vlhčení spalovacího vzduchu

Spalovací vzduch lze cíleně upravovat, a to několika způsoby. Nejběžnějším je predehřev spalovacího vzduchu, kterého se obecně dosahuje koaxiálním potrubím kde je spalovací vzduch nasávat potrubím vloženém ve větším potrubí v jehož mezi trubkovém prostoru dochází k odvodu spalin které při odchodu ohřívají spalovací vzduch. Dalším používaným řešením je nasávání do skříně kotle, kde se spalovací vzduch ohřívá sáláním kotle. U obou těchto přístupů dochází se zahřátím ke snížení relativní vlhkosti, takže je efekt shodný s efektem popsáném v kapitole 6.2.

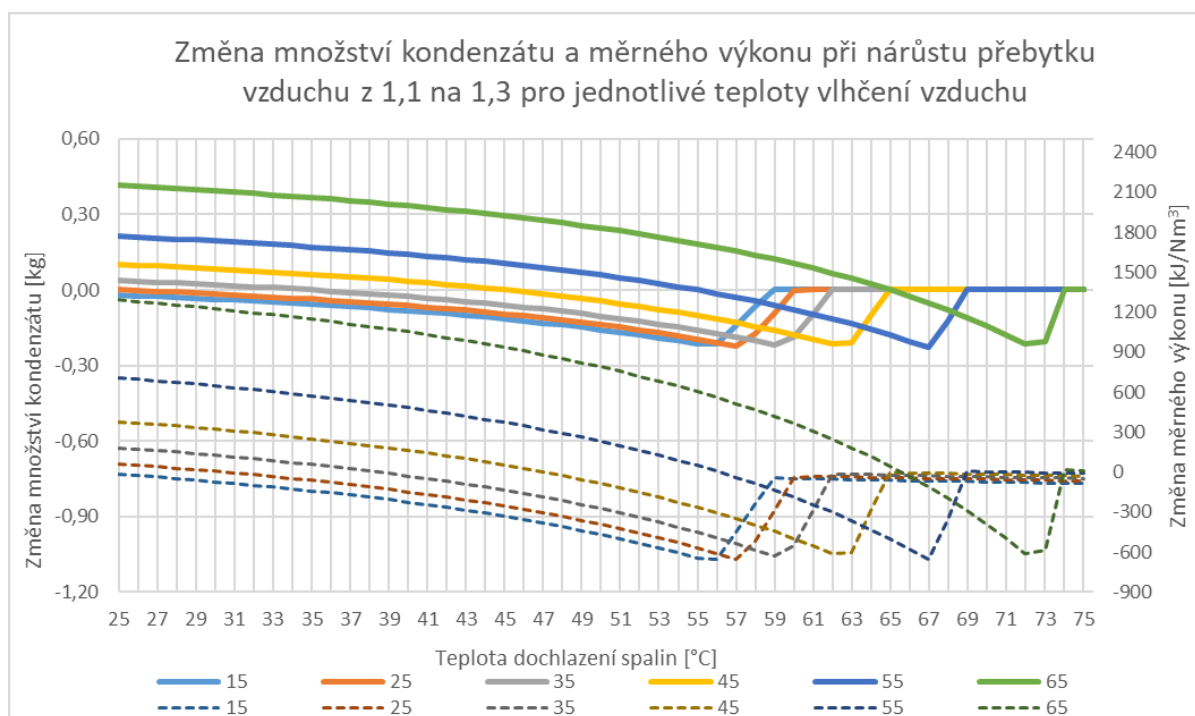
Kde však ke snížení vlhkosti nedochází je při cíleném vlhčení vzduchu. Toho lze docílit několika způsoby. V případě kondenzačního kotle v kondenzačním režimu lze využít přímo kondenzát. Dále lze použít vodu či páru přítomnou z jiných procesů anebo si páru přímo vyrábět (to by však nepřineslo žádný energetický přínos). V případě velké dostupnosti způsobu vlhčení lze i spalovací vzduch predehřát a zvýšit tak jeho kapacitu k pojmání vodní páry. Vlhčení lze docílit několika procesy, v případě páry je postačující ji ke spalovacímu vzduchu vpustit a v případě vody lze spalovací vzduch sprechovat.

Ve všech případech však dojde s vlhkostí k ovlivnění teploty jejich společný vliv popisuje Obr. 40. V tomto obrázku je vzduch považován za plně nasycený, jelikož se jedná o nejvíce pravděpodobný stav vlhčení, neboť je vzduch často v přímém kontakt s vodou. Jelikož již máme dostatečnou představu o průběhu účinnosti z kapitoly 6.3 je v tomto obrázku vynechána, místo ní zde máme zobrazený vývoj množství kondenzátu, který musíme odvádět nebo potřebujeme pro vlhčení použít. Množství kondenzátu je v Obr. 40 zachyceno plnými čarami a měrný výkon přerušovanými pro jednotlivé teploty vlhčeného vzduchu.



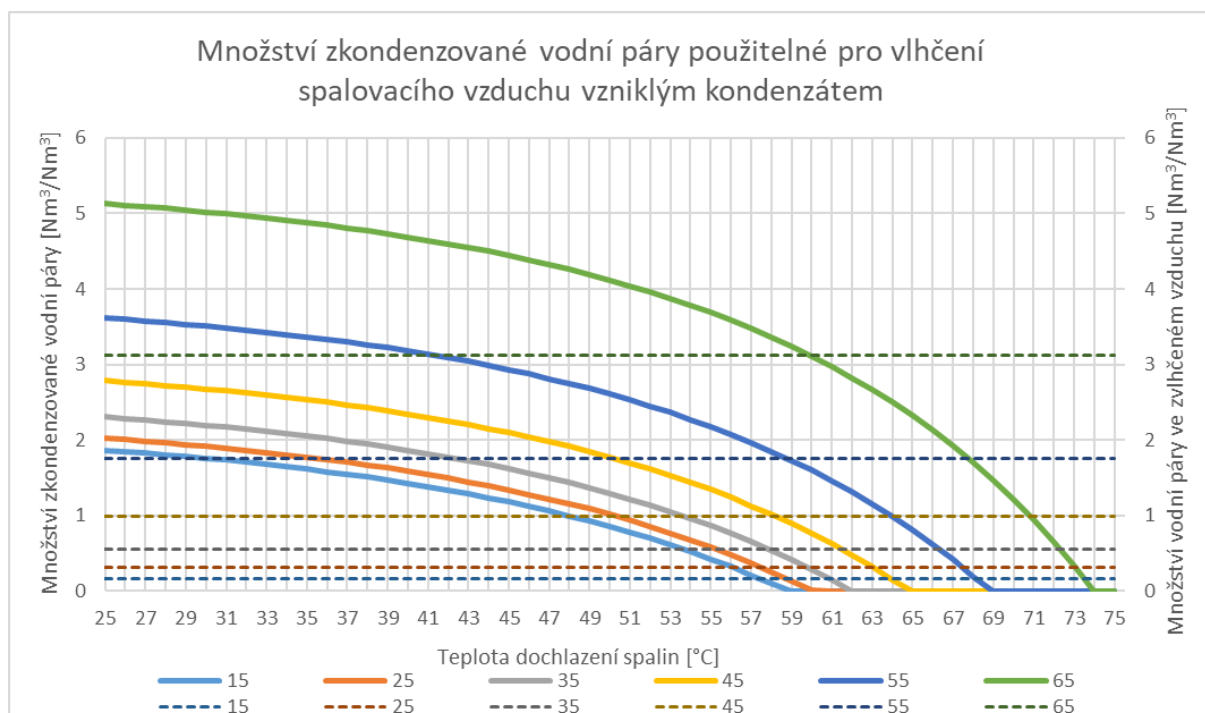
Obr. 40: Závislost množství kondenzátu a měrného výkonu na teplotě dochlazení pro jednotlivé teploty vlhčení vzduchu

Kromě teploty vlhčení může docházet ke změně dalšího parametru, kterým je přebytek vzduchu  $\alpha$ . Obr. 41 popisuje rozdíl v množství kondenzátu (znázorněný plnými čarami) a rozdíl měrných výkonů (znázorněný přerušovanými čarami) po navýšení přebytku vzduchu z 1,1 na 1,3. Na Obr. 41 je u obou parametrů nejprve vidět prudký pokles v oblasti rosného bodu jednotlivých variant, což souvisí s nárůstem přebytku vzduchu, který má za následek snížení rosného bodu a tím i počátku kondenzace. Dále je viditelný nárůst s klesající teplotou dochlazení, což vyplývá z faktu, že nadbytečný spalovací vzduch dodává více vodní páry pro potenciální kondenzaci. Z toho plyne, že vyšší přebytky vzduchu jsou benefiční pro nízké teploty dochlazení spalin.



Obr. 41: Změna množství kondenzátu a měrného výkonu při nárůstu  $\alpha$  z 1,1, na 1,3 pro jednotlivé teploty vlhčení vzduchu

Pokud bychom chtěly spalovací vzduch vlhčit vzniklým kondenzátem je vhodné definovat, kolik vodní páry je ve spalovacím vzduchu při jednotlivých teplotách vlhčení. Tato znalost nám napomůže ke zjištění, zda vzniká dostatek kondenzátu pro dosažení daných hodnot. U Obr. 42 je plnou čarou zobrazeno množství vodní páry, které ze spalin zkondenzuje při jednotlivých teplotách dochlazení. Přerušovanou čarou je pak zobrazeno množství vodní páry ve vlhčeném spalovacím vzduchu jednotlivých teplot vlhčení. Místa kde se čáry jednotlivých variant protínají naznačují vznik dostatečného množství kondenzátu pro nasycení spalovacího vzduchu.



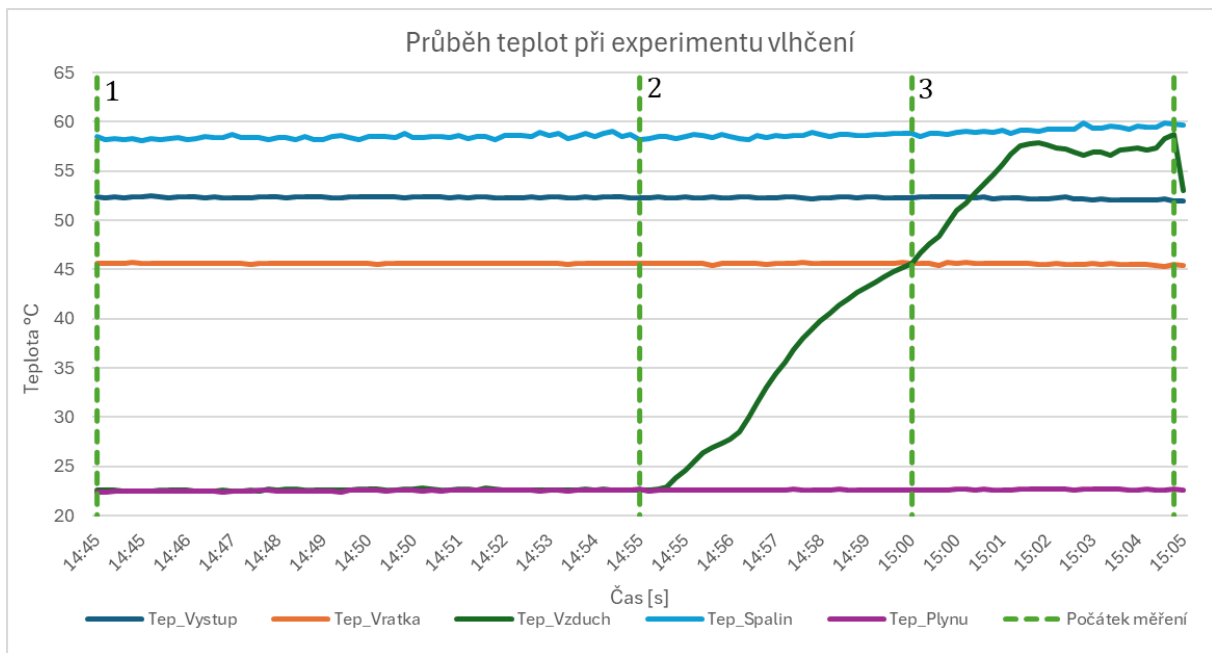
Obr. 42: Množství zkondenzované vodní páry použitelné pro vlhčení spalovacího vzduchu vzniklým kondenzátem

Tato hranice se mírně posune po zohlednění vodní páry obsažené ve vzduchu před vlhčením. Námí definovaný vztažný spalovací vzduch totiž sám o sobě obsahuje  $0,15 \text{ Nm}^3$  vodní páry na  $\text{Nm}^3$  zemního plynu, což je na Obr. 42 ekvivalentní k variantě pro vlhčení na  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ . Dále je důležité si uvědomit, že při vlhčení spalovacího vzduchu kondenzátem je kondenzát sprchován proti proudu vzduchu, přičemž kromě vlhkosti předává i teplo. Obecně by měl být ohřev kondenzátu minimální a vzduch by měl být plně nasycen, ale pro správné uvažování dostatečného množství kondenzátu je vhodné pracovat s jistou účinností vlhčení, jak z hlediska předávání tepla, tak z hlediska možného neúplného nasycení.

## 8.2 Experimentální ověření

Pro ověření efektu vlhčení spalovacího vzduchu byl proveden krátký experiment, při režimu výkonu 60 % kotle, 50 % čerpadla a 100 % teplovzdušné vytápěcí jednotky. Nejprve byl po dobu 10 minut měřen stav bez jakékoli úpravy. Poté byl vzduch zahřát po dobu dalších 5 minut, aby vzrostl jeho potenciál pro udržení vodní páry. V posledních 5 minutách došlo k vlhčení vzduchu vpouštěním vodní páry přímo do proudu spalovacího vzduchu. Celý průběh experimentu, včetně změn teploty, je zobrazen na Obr. 43.

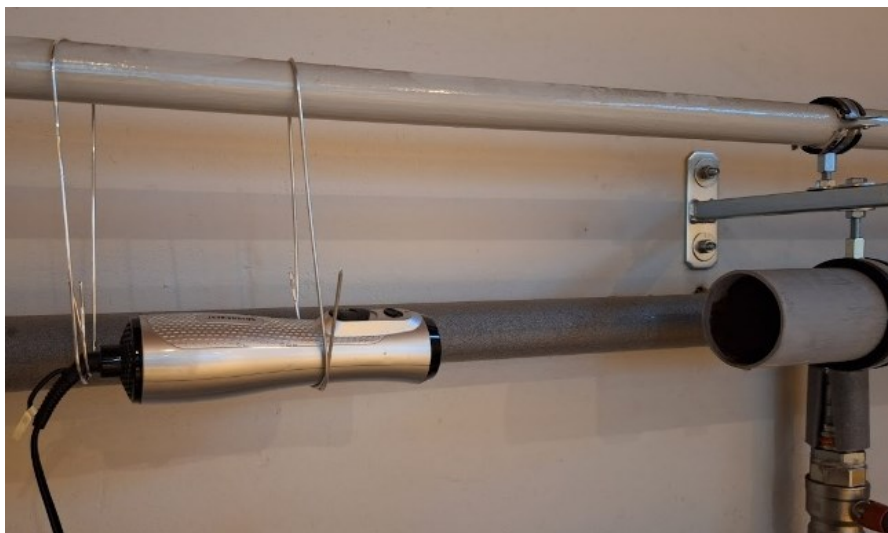




Obr. 43: Průběh teplot při experimentu vlhčení

### 8.3 Experimentální ohřátí spalovacího

Pro experimentální provedení vlhčení vzduchu bylo nutné nejprve spalovací vzduch zahřát a zvýšit tak množství vodní páry které je schopen pojmout. K zahřátí spalovacího vzduchu byl použit elektrický ohřivač vzduchu, který byl umístěn před trubici pro nasávání spalovacího vzduchu viz Obr. 44.



Obr. 44: Ohřívání spalovacího vzduchu

Jak bylo možné vidět na obrázku z minulé kapitoly, byl vzduch během 5 minut ohříván s mírně klesající tendencí ke konci, kde poslední naměřená hodnota v měření naznačovala teplotu 45,21 °C s tím, že další nárůst v měření byl způsoben kombinací ohříváku a přidávané vodní páry. Po použití extrapolace trendu logaritmickou funkcí vychází, že by mělo dojít při vlhčení stále k ohřevu o 4,54 °C od elektrického ohříváku vzduchu. Pokud bychom polovinu této hodnoty přičetli k naměřené získali bychom průměrnou teplotu vzduchu ohřátého před vlhčením přibližně jako 47,5 °C. Tuto hodnotu budeme nadále používat ve výpočtech jako

teplotu na kterou nám ohřívač vzduchu vzduch ohřeje. První výpočet je pro upravení relativní vlhkosti, jelikož při takto provedeném ohřevu nezůstává relativní vlhkost vzduchu stejná a musí být přepočítaná.

$$\varphi_{47,5^{\circ}\text{C}} = \frac{p = f(T_{21^{\circ}\text{C}}; x = 1; \text{H}_2\text{O}) \cdot \varphi_{21^{\circ}\text{C}}}{p = f(T_{47,5^{\circ}\text{C}}; x = 1; \text{H}_2\text{O})} = \frac{2423 \cdot 0,42}{10\,889} = 0,0939 = 9,35\% \quad (114)$$

## 8.4 Experimentální vlhčení ohřátého spalovacího vzduchu

Pro experimentální provedení vlhčení vzduchu bylo využito vyvíječe páry, který odpařoval vodu, kterou následně vpouštěl do potrubí pro nasávání spalovacího vzduchu viz Obr. 45.



Obr. 45: Ohřívání a vlhčení spalovacího vzduchu

V první řadě je nutné potvrdit, zda došlo k nasycení spalovacího vzduchu. K tomu je třeba zjistit, zda bylo odpařeno dostatečné množství vody. Množství odpařené vody lze dopočítat z přímé výměny tepla v potrubí pro nasávání spalovacího vzduchu, a to za použití námi známé hodnot vzduchu a vodní páry.

Jelikož víme, že se jedná vodní páru můžeme dopočítat hustotu a měrnou tepelnou kapacitu vodní páry při teplotě 100 °C za pomoci databáze Coolprop.

**Hustota vodní páry:**

$$\rho_v^{100^{\circ}\text{C}} = f(T; x; \text{H}_2\text{O}) = f(373,15; 1; \text{H}_2\text{O}) = 0,598 \text{ kg/m}^3 \quad (115)$$

**Tepelná kapacita vodní páry:**

$$C_{p,v}^{100^{\circ}\text{C}} = f(T; x; \text{H}_2\text{O}) = f(373,15; 1; \text{H}_2\text{O}) = 2080 \text{ J/kgK} \quad (116)$$

Dále známe vlastnosti spalovacího vzduchu, pro který můžeme také dopočítat hustotu a měrnou tepelnou kapacitu za pomoci databáze Coolprop.

**Hustota vzduchu:**

$$\rho_v^{20,57^{\circ}\text{C}} = f(T; p; \text{vzduch}) = f(293,72; 101\,325; \text{vzduch}) = 1,205 \text{ kg/m}^3 \quad (117)$$

**Měrná tepelná kapacita vzduchu:**

$$C_{p,v}^{20,57^{\circ}\text{C}} = f(T; p; \text{vzduch}) = f(293,72; 101\,325; \text{vzduch}) = 1006 \text{ J/kgK} \quad (118)$$

Pro získání množství vzduchu použitého při experimentu s vlhčením vzduchu je nutné dopočítat minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení  $Nm_{pv}^3$  pro podmínky experimentu, a to pomocí výpočtu z kapitoly 5.2 kde by vyšlo  $O_{VVmin}=10,011 Nm^3/Nm_{pv}^3$ . Tuto hodnotu následně převedeme na objem při teplotě vzduchu  $O_{VVmin,47,5^\circ C}=11,752 m^3/Nm_{pv}^3$  a vynásobíme jí přebytkem vzduchu a množstvím spotřebovaného plynu v normálním stavu při experimentu.

$$m_v = O_{VVmin,20^\circ C} \cdot \alpha \cdot V_n = 11,752 \cdot 1,316 \cdot 0,057 = 0,884 m^3 \quad (119)$$

V poslední řadě doplníme k  $T_{var} = 100^\circ C$  a teplotě  $T_V = 47,5^\circ C$  teplotu mixu  $T$ , kterou jsme naměřili při experimentu jako  $54,83^\circ C$ , a doplníme do rovnic (120-121)

$$Q_v = m_v \cdot \rho_v \cdot C_{p,v} \cdot (T_{var} - T) \quad (120)$$

$$Q_V = m_V \cdot \rho_V \cdot C_{p,V} \cdot (T - T_V) \quad (121)$$

Pro předchozí dvě rovnice bude provedena iterace, ve které se bude hledat množství páry  $m_v$ , aby  $Q_v = Q_V$ . Pro použité hodnoty vychází, že  $m_v = 0,128 m^3$  což je po přepočtu ekvivalentní k 76,46 ml vody. Potvrzení, zda bude spalovací vzduch plně nasycen lze dopočítat provedením výpočtu stechiometrie dle kapitoly 5.2, kde dosadíme do teploty okolí naměřenou teplotu mixu  $T$  a hledáme řešení, kdy se objem vodní páry ve vlhkém vzduchu rovná našemu dopočítanému  $m_v$ . V našem případě vychází relativní vlhkost 102,5 %, což je nereálná hodnota, ale potvrzuje, že je spalovací vzduch plně nasycen a že je dodáván nadbytek vodní páry do spalovacího vzduchu. Pokud bychom chtěli přesně kvantifikovat, kolik vodní páry je ve spalovacím vzduchu navíc, musíme ještě vzít v úvahu vodní páru v nasávaném vzduchu, která po výpočtu stechiometrii z kapitoly 4.2 vychází jako  $0,007 m^3$ . V ohřátém a navlhčeném spalovacím vzduchu je tedy během experimentu  $0,134 m^3$ . To, když porovnáme s množstvím vodní páry ve spalovacím vzduchu dopočítaným pomocí stechiometrického výpočtu v kapitole 5.2 při teplotě  $54,83^\circ C$  a relativní vlhkosti 100 %. Tak získáme rozdíl  $0,01 m^3$  který činí přibližně 6 ml vodní páry navíc, která v potrubí pro spalovací vzduch z kondenzuje a před vstupem do spalování odteče jako kondenzát.

Tento výpočet je postaven na mnoha předpokladech, které plně nerespektují realitu, například pára před vpuštěním do spalovacího vzduchu průchodem hadicí zchladne a lze předpokládat jistou změnu parametrů. Z orientačního měření změny váhy zásobníku na odpařovanou vodou by se dalo počítat s odpařením až 100 ml oproti dopočtené hodnotě 76,46 ml, tomu dále nasvědčuje nárůst naměřeného kondenzátu z 21 ml na 67 ml po započítání vlhčení, přičemž data z analyzátoru naznačují tvorbu pouhých 30 ml kondenzátu.

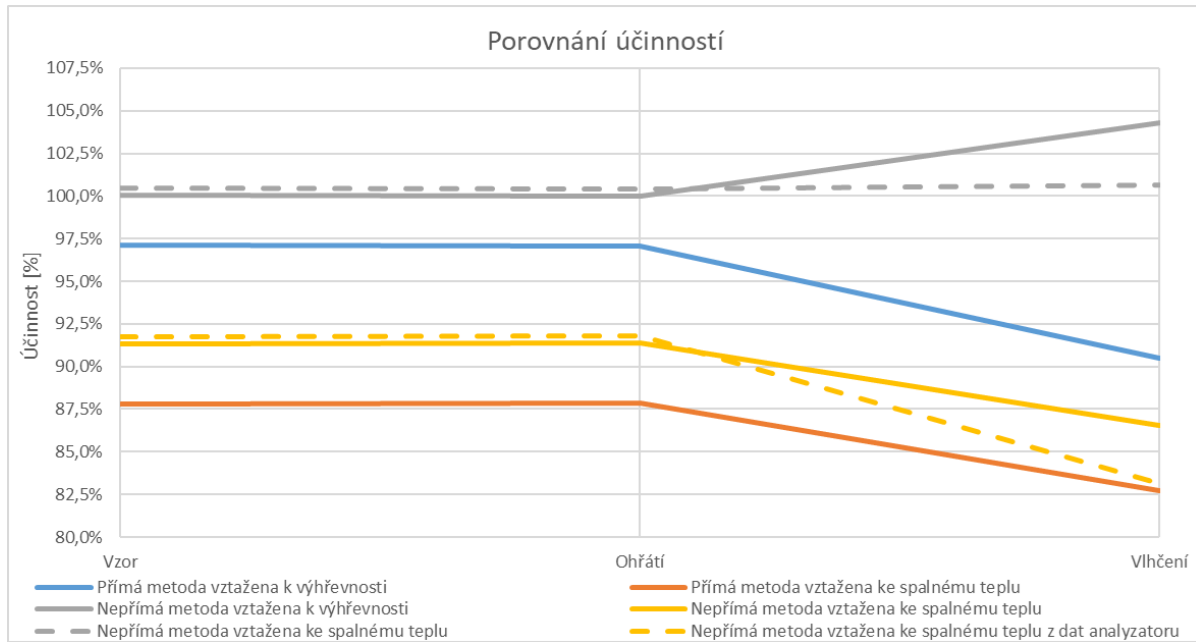
Důležitým závěrem pro nás je, že spalovací vzduchy by měl být plně nasycen a o teplotě  $54,83^\circ C$ . Pro tyto parametry můžeme nyní provést výpočet dle postupu v kapitole 7.5. Ve výpočtu vycházíme z dat v Tab. 22 a získáváme hodnoty v Tab. 23 .

Tab. 22: Naměřené hodnoty při experimentu vlhčení

Měření	Tep_Vystup [°C]	Tep_Vratka [°C]	Tep_Spalin [°C]	O <sub>2</sub> [%]	Plyn [m <sup>3</sup> ]	Voda [m <sup>3</sup> ]	Kond. [ml]	Tep_kond. [°C]
Vzor	52,31	45,63	58,46	6,65	0,123	0,149	43	43,9
Ohřátí	52,28	45,63	58,59	6,65	0,061	0,075	21	44,1
Vlhčení	52,2	45,55	59,2	5,46	0,061	0,078	67	48,4

Tab. 23: Účinnosti a měrné výkony při experimentu vlhčení

Měření	$\eta_p^{Q_i}$ [%]	$\eta_p^{Q_s}$ [%]	$\eta_N^{Q_i}$ [%]	$\eta_N^{Q_s}$ [%]	$\dot{q}_N^{Q_i}$ [kJ/Nm <sup>3</sup> <sub>pv</sub> ]	$\dot{q}_N^{Q_s}$ [kJ/Nm <sup>3</sup> <sub>pv</sub> ]
Vzor	97,14	87,85	100,47	91,76	37 366	37 738
Ohřátí	97,09	87,89	100,42	91,80	37 735	38 109
Vlhčení	89,96	82,29	100,63	83,14	42 464	38 353



Obr. 46: Porovnání účinností při experimentu vlhčení

Z Tab. 23 a Obr. 46 je jasné patrné, že nepřímá metoda vztažená k výhřevnosti absolutně selhává při správné kvantifikaci změny způsobené vlhčením, jelikož nesleduje trend vypočtený přímou metodou. Tím podtrhuje potřebu použití modifikované výpočtové metodiky pro korektnost výpočtů při vlhčení spalovacího vzduchu.

V závěru je důležité zdůraznit, že provedený pokus se zvlhčováním spalovacího vzduchu není plnohodnotným experimentem s cílem kvantifikovat účinky zvlhčování. Jeho primárním účelem je poukázat na možnost kvantifikace přínosu této metody za použití nové metodiky na bázi spalného tepla. Z Obr. 46 by bylo možné vyvodit, že zvlhčování má pouze negativní vliv, jelikož snižuje účinnost. Důvodem tohoto snížení je skutečnost, že vodní páru, kterou přidáváme do spalovacího vzduchu, odpařujeme a přidáváme do procesu jako externí zdroj. Správný princip zvlhčování je založen na sprchování spalovacího vzduchu kondenzátem, jehož množství a vlastnosti jsou po zvlhčení zahrnuty do výpočtu, takže se snižují ztráty kondenzátu a zvyšuje se účinnost. Pro vyčíslení přínosu zvlhčování v našem experimentu je proto nutné srovnávat měrné výkony viz Tab. 23, kde by mělo být zvýšení správně zaznamenáno. V případě použití sprchového zvlhčovače vzduchu je pak vhodné stanovovat účinnost celé vytápěcí jednotky, aby došlo k zohlednění recirkulace energie při vlhčení kondenzátem a mohl být kvantifikovaný nárůst účinnosti, který má zvlhčování spalovacího vzduchu přinášet.

## 9. Závěr

V dnešní době se energetický sektor stále více zaměřuje na efektivní využívání zdrojů a snižování emisí skleníkových plynů. Jednou z technologií, která efektivně splňuje oba tyto cíle, je spalování zemního plynu v kondenzačních kotlích. Rešeršní část této práce se zabývá právě touto technologií. Jsou zde rozebrány kategorie kotlů na zemní plyn a detailně popsána technologie kondenzačních plynových kotlů. Kondenzace je zde také popsána a zkoumána převážně z hlediska její intenzifikace a vztahu k vlhkosti vzduchu. Teoretická část je zakončena popisem produkce emisí, kde je kladen důraz na jejich ovlivnění podmínkami spalování.

V další části jsou popsány metody výpočtu účinnosti, a to přímá metoda, která je vysoce závislá na přesnosti měření, a nepřímá metoda, jejíž použitelnost je pro kondenzační kotle rozporována. Problém její aplikace vychází z definice výhřevnosti, která při ochlazování spalin pod teplotu rosného bodu nezohledňuje energii získanou z fázové změny vodní páry na kondenzát. To vede k nesprávným hodnotám účinnosti při porovnání přímé a nepřímé metody výpočtu. K obcházení této nepřesnosti je sice možné kvantifikovat zisk z kondenzace pomocí numerického výpočtu energie fázové změny při kondenzaci, ale došlo by k porušení principu nepřímé metody a výpočet by stále nezohledňoval změnu množství a složení spalin při kondenzaci. Při použití této metody a metody výpočtu přímou metodou také může účinnost překročit 100 %, což vytváří paradox, neboť z fyzikálního hlediska není možné získat více energie, než je dodáno. Jako řešení těchto problémů a nepřesností je navržena nová metodika výpočtu při vztahování ke spálenému teplu.

Obě metody jsou podrobeny numerickým výpočtům, které zahrnují stanovení energie v palivu, stechiometrii, výpočet rosného bodu a množství kondenzátu. Na základě těchto výpočtů jsme schopni vypočítat účinnost a měrný výkon k provedení porovnání mezi metodami. Dále jsou pomocí nové výpočtové metodiky analyzovány efekty různých provozních parametrů na účinnost kotle, což představuje další výhodu této nové metodiky. Vzhledem k tomu, že jednotlivé parametry ovlivňující spalovací proces mají dopad na výslednou účinnost, je klíčová schopnost kvantifikace jejich vlivu, abychom mohli navrhnout nebo optimalizovat provozní podmínky s cílem dosáhnout co nejvyšší účinnosti.

Práce dále přechází do experimentální části, prováděné s využitím demonstrační experimentální trati v laboratořích ČVUT. Trať je podrobně popsána, aby bylo jasné, jaká data jsou k dispozici pro výpočty a s jakou přesností. Na základě vyhodnocení několika měření jsou navrženy úpravy pro zpřesnění měření. Největší úpravou je pak připojení analyzátoru pro výslednou sérii experimentů. Analyzátor je podrobně popsán a data z měření jsou použita k porovnání přesnosti. Po provedení série měření jsou data vyhodnocena a porovnána. Z naměřených dat je následně použitelnost aplikace nové výpočtové metodiky potvrzena. V rámci přesnosti všech výpočtů je konfrontována problematika vztažných teplot při určování a přepočítávání spalného tepla. Správnost přepočtu dle normy ČSN EN 12952-15 je rozporována, jelikož nárůst hodnot spalných tepel plně nerespektuje energetický potenciál při snížení teploty spalin. Nesprávnost tohoto přepočtu má s největší pravděpodobností za následek neúplnou shodu při porovnávání výsledků konvenční a nové metody při nekondenzujícím režimu.

V závěrečné části je nastíněna možná aplikace modifikované výpočtové metodiky pro výpočet změny účinnosti při vlhčení spalovacího vzduchu. Ze simulovaných nepřesných dat je zřejmé, že konvenční nepřímá metoda stanovení účinnosti pomocí výhřevnosti selhává, a je třeba využít novou metodiku výpočtu s využitím spalného tepla.

## 10. Zdroje

- [1] Baláš M, Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Kotle a výměníky tepla 2009.
- [2] Únik metanu z plynovodů a skleníkový efekt na Zemi - Časopis Vesmír n.d. <https://vesmir.cz/cz/casopis/archiv-casopisu/2005/cislo-7/unik-metanu-z-plynovodu-sklenikovy-efekt-zemi.html> (accessed March 18, 2023).
- [3] Kondenzační kotel pro každého (I) - TZB-info n.d. <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/868-kondenzacni-kotel-pro-kazdeho-i> (accessed March 18, 2023).
- [4] Stručná teorie kondenzace u kondenzačních plynových kotlů - TZB-info n.d. <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/1912-strucna-teorie-kondenzace-u-kondenzacnich-plynovych-kotlu> (accessed March 18, 2023).
- [5] Energetické štítky zdrojů tepla a ohřivačů vody – 2. část – dokončení | TOPIN n.d. [https://www.topin.cz/clanky/energeticke-stitky-zdroju-tepla-a-ohrivacu-vody-2-cast-dokonceni-detail-3946?fbclid=IwAR3OA67vEkKJoeJdkKPHYgKV\\_0c8cHjVwcEcs\\_VQGvHVF03oMkncExXl8NU](https://www.topin.cz/clanky/energeticke-stitky-zdroju-tepla-a-ohrivacu-vody-2-cast-dokonceni-detail-3946?fbclid=IwAR3OA67vEkKJoeJdkKPHYgKV_0c8cHjVwcEcs_VQGvHVF03oMkncExXl8NU) (accessed February 28, 2024).
- [6] Fyzikální principy - Energetika zblízka - Svět energie.cz n.d. <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/uhelne-elektrarny/uhelna-elektrarna-podrobne/kondenzator/fyzikalni-principy> (accessed March 19, 2023).
- [7] Men Y, Liu X, Zhang T. A review of boiler waste heat recovery technologies in the medium-low temperature range. Energy 2021;237:121560. <https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2021.121560>.
- [8] Development of combustion air humidification at WtE facilities Remediation of effects of future waste management strategies n.d.
- [9] Chen W, Shang S, Wang B, Li X, Cao Y, Shi W. Experimental study on effects of supply-air humidification on energy and emission performance of domestic gas boilers. Energy Build 2020;209:109726. <https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2019.109726>.
- [10] Tvorba a emise škodlivin při spalování n.d. <https://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/SK-pr4-text-1.pdf> (accessed March 19, 2023).
- [11] ČSN EN ISO 6976 (385572) Zemní plyn - Výpočet spalného tepla, výhřevnosti, hustoty, relativní hustoty a Wobbeho čísla ze složení n.d.
- [12] Určení účinnosti kondenzačního kotle nepřímou metodou n.d. <https://www.konference-kotle.cz/wp-content/uploads/2024/04/Sbornik-Kotle-a-energeticka-zarizeni-2024.pdf> (accessed April 19, 2024).
- [13] Vyhledávání dat látek podle chemického vzorce n.d. <https://webbook.nist.gov/chemistry/form-ser/> (accessed May 13, 2023).
- [14] Heating Values of Natural Gas and Its Components n.d. <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/Legacy/IR/nbsir82-2401.pdf> (accessed May 15, 2023).
- [15] Dlouhý T. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vydavatelství ČVUT; 1999.
- [16] Котел настенный газовый BAXI LUNA Platinum+ 1.12 купить в интернет-магазине ТехАрматура n.d. [https://teharmatura.ru/catalog/otoplenie/kotly/gazovye\\_kotly/34883/](https://teharmatura.ru/catalog/otoplenie/kotly/gazovye_kotly/34883/)

- (accessed April 8, 2024).
- [17] TR 068C – SNÍMAČ TEPLoty S KABELEM A KOVOVÝM POUZDREM n.d. [https://www.sensit.cz/Aton/FileRepository/aton\\_file\\_000000000021429\\_C74377B68A7D564CBAC4CFB3990ED9DB.pdf](https://www.sensit.cz/Aton/FileRepository/aton_file_000000000021429_C74377B68A7D564CBAC4CFB3990ED9DB.pdf) (accessed March 29, 2024).
  - [18] Connector AS 6-07-35PN Mating connector AS 0-07-35SN Mechanical Data 2017.
  - [19] LAMBDA system control 24V 118.02-2411 n.d. <https://hs-kabeltechnik.at/wp-content/uploads/2023/12/Datenblatt-Breitbandtransmitter-ZFAS-12V-118.02-2411.pdf> (accessed March 29, 2024).
  - [20] Honeywell. BK-G1,6/BK-G2,5/BK-G4 2018. [www.elster.sk](http://www.elster.sk) (accessed March 29, 2024).
  - [21] Holyszewski M. ZÁKLADNÍ POŽADAVKY PRO INSTALACI POMŮCKA K PROJEKČNÍM PODKLADŮM n.d. [www.enbra.cz](http://www.enbra.cz) (accessed March 29, 2024).
  - [22] Hodnoty spalného tepla, on-line toků a jakostních znaků | Pražská Plynárenská n.d. <https://www.ppdistribuce.cz/distribucni-soustava/hodnoty-spalneho-tepla-line-toku-jakostnich-znaku> (accessed March 24, 2024).
  - [23] Problematika rozdílu součtu bytových vodoměrů a patního vodoměru - TZB-info n.d. <https://m.tzb-info.cz/26871-problematika-rozdilu-souctu-bytovych-vodomeru-a-patniho-vodomeru> (accessed May 16, 2024).
  - [24] MultiGas 2030 FTIR Gas Analyzers n.d. <https://www.mks.com/f/multigas-2030g-ftir-gas-analyzer> (accessed March 31, 2024).
  - [25] How Do FTIR Gas Analyzers Work? n.d. <https://www.azooptics.com/Article.aspx?ArticleID=2372> (accessed March 31, 2024).
  - [26] Portable Gas Conditioning Unit Series PSS ® PSS-5, PSS-5/3 Instruction Manual n.d.
  - [27] Oxygen-Analyzer Series PMA ® PMA 30/D, PMA 30/A/D Instruction Manual n.d.

# Seznam obrázků

Obr. 1: Znázornění stupně využití v závislosti na vytížení kotle pro klasický, nízkoteplotní a kondenzační kotel [5] .....	4
Obr. 2: Rosný bod spalin v závislosti na přebytku vzduchu (ZP) [4] .....	5
Obr. 3: Rekuperace odpadního tepla zavedením tepelného čerpadla [7] .....	6
Obr. 4: Absorpční tepelné čerpadlo s otevřeným cyklem [7] .....	7
Obr. 5: (a) schéma použití výměníku tepla za kondenzačním výměníkem; (b) Výměník tepla: kombinace dvojitých rozstříkovacích věží; (c) Výměník tepla: entalpické kolo [7] .....	8
Obr. 6: Množství zkondenzované vodní páry/kondenzátu ze spalin v závislosti na teplotě ochlazení.....	24
Obr. 7: Změna celkové entalpie v závislosti na teplotě ochlazení .....	27
Obr. 8: Komínová ztráta vztažená ke spalnému teplu.....	28
Obr. 9: Ztráta tepla v kondenzátu vztažená ke spalnému teplu.....	29
Obr. 10: Porovnání výpočtů převedením na měrný výkon .....	31
Obr. 11: Rozdíl účinností pro hodnoty spalných tepel jednotlivých vztažných teplot dochlazení spalin .....	32
Obr. 12: Rozdíl měrných výkonů pro hodnoty spalných tepel jednotlivých vztažných teplot dochlazení spalin .....	32
Obr. 13: Rozdíl účinností mezi vztažením ke spalnému teplu a výhřevnosti pro teploty dochlazení a jednotlivé přebytky vzduchu .....	33
Obr. 14: Závislost účinnosti na teplotě dochlazení pro přebytky vzduchu ke spalnému teplu	34
Obr. 15: Závislost účinnosti a měrného výkonu na teplotě dochlazení pro jednotlivé teploty spalovacího vzduchu bez změny absolutní vlhkosti.....	36
Obr. 16: Závislost účinnosti a měrného výkonu na teplotě dochlazení pro jednotlivé relativní vlhkosti při teplotě okolí 25 °C .....	37
Obr. 17: Závislost účinnosti a měrného výkonu na teplotě dochlazení pro jednotlivé relativní vlhkosti při teplotě okolí 50 °C .....	37
Obr. 18: Demonstrační decentralizovaná jednotka .....	38
Obr. 19: Ovládací rozhraní a) na panelu b) ze vzdáleného přístupu .....	38
Obr. 20: Kondenzační teplovodní kotel Luna Platinum+ 1.12 s popiskami [16].....	39
Obr. 21: GRUNDFOS oběhové čerpadlo MAGNA3.....	40
Obr. 22: Teplovzdušná vytápěcí jednotka MONZUN – TEC 1.2.150 L/Z/BT1.....	40
Obr. 23: Odporový snímač teploty TR068C Pt 100/3850 [17] .....	40
Obr. 24: Bosch širokopásmová lambda sonda LSU 4.9 [18] .....	41
Obr. 25: Honeywell membránový plynoměr BK-G4M .....	42
Obr. 26: Bytový vodoměr ENBRA ET I s impulsním výstupem 10 l/impulz .....	42
Obr. 27: Průběh teplot při změně výkonu pro sérii experimentu .....	44
Obr. 28: Separátní měření teploty diferenčním teploměrem Testo 922 .....	54
Obr. 29: Viditelná kondenzace v místě sekundárního odtoku kondenzátu v komíně .....	55
Obr. 30: Analyzátor.....	56
Obr. 31: Plynový analyzátor Multigas FTIR 2030 [24] .....	57
Obr. 32: Přenosný systém úpravy plynu PSS 5/3 [26] .....	58
Obr. 33: Analyzátor kyslíku PMA 30 [27].....	58
Obr. 34: Schéma měřicího zařízení pro detekci pohybu činky [27].....	59
Obr. 35: Porovnání měření objemového zastoupení kyslíku ve spalinách.....	60



Obr. 36: Porovnání objemového zastoupení vodní páry ve spalínách .....	60
Obr. 37: Porovnání množství vzniklého kondenzátu naměřeného a dopočítaného při rostoucím výkonu kotle.....	63
Obr. 38: Porovnání účinností .....	64
Obr. 39: Porovnání měrných výkonů .....	65
Obr. 40: Závislost množství kondenzátu a měrného výkonu na teplotě dochlazení pro jednotlivé teploty vlhčení vzduchu .....	67
Obr. 41: Změna množství kondenzátu a měrného výkonu při nárůstu $\alpha$ z 1,1, na 1,3 pro jednotlivé teploty vlhčení vzduchu .....	67
Obr. 42: Množství zkondenzované vodní páry použitelné pro vlhčení spalovacího vzduchu vzniklým kondenzátem .....	68
Obr. 43: Průběh teplot při experimentu vlhčení .....	69
Obr. 44: Ohřívání spalovacího vzduchu.....	69
Obr. 45: Ohřívání a vlhčení spalovacího vzduchu .....	70
Obr. 46: Porovnání účinností při experimentu vlhčení .....	72

## Seznam tabulek

Tab. 1: Výhřevnost a spalné teplo pro jednotlivé teploty $t_1/t_2$ [11] .....	12
Tab. 2: Složení zemního plynu.....	17
Tab. 3: Standardní slučovací entalpie jednotlivých složek [13].....	17
Tab. 4: Standardní reakční entalpie a výhřevnost .....	18
Tab. 5: Standardní reakční entalpie a spalné teplo .....	19
Tab. 6: Vlastnosti okolního vzduchu.....	20
Tab. 7: Parciální tlaky jednotlivých složek spalin v Pa.....	25
Tab. 8: Měrné entalpie pro jednotlivé složky spalin v kJ/kg .....	25
Tab. 9: Měrné entalpie pro jednotlivé složky spalin v Nm <sup>3</sup> .....	26
Tab. 10: Objemy pro jednotlivé složky spalin v Nm <sup>3</sup> /Nmpv <sup>3</sup> a celková entalpie spalin v kJ/Nmpv <sup>3</sup> .....	27
Tab. 11: Zisk z kondenzace při jednotlivých teplotách dochlazení vztaženo na Nmpv <sup>3</sup> .....	28
Tab. 12: Účinnost pro jednotlivé teploty dochlazení spalin.....	30
Tab. 13: Účinnost pro jednotlivé teploty dochlazení spalin.....	30
Tab. 14: Protokol průměrných hodnot jakostních znaků zemního plynu [22].....	43
Tab. 15: Průměrné hodnoty dat z měření .....	44
Tab. 16: Naměřené hodnoty při sérii experimentů.....	45
Tab. 17: Výhřevnost a spalné teplo jednotlivých složek při vztažných podmínkách $t_1/t_2=25/0$ °C [11].....	46
Tab. 18: Porovnání výsledků výpočtů v % .....	52
Tab. 19: Nepřesnosti parametrů pro výpočet účinnosti.....	55
Tab. 20: Naměřené hodnoty z analyzátoru při sérii experimentů .....	61
Tab. 21: Účinnosti a měrné výkony jednotlivých experimentálních měření .....	64
Tab. 22: Naměřené hodnoty při experimentu vlhčení.....	71
Tab. 23: Účinnosti a měrné výkony při experimentu vlhčení .....	72