



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

SROVNÁNÍ METOD STANOVOVÁNÍ ÚČINNOSTÍ KOTLŮ

COMPARISON OF METHODS OF DETERMINATION OF BOILER EFFICIENCY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

DAVID KUBIŠ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARTIN LISÝ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): David Kubiš

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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

Srovnání metod stanovování účinností kotlů

v anglickém jazyce:

Comparison of Methods of Determination of Boiler Efficiency

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Seznámit se s postupy stanovování účinnosti kotlů přímou a nepřímou metodou a provést porovnání obou metod.

Cíle bakalářské práce:

1. Provést rešerži stanovení účinnosti kotlů přímou a nepřímou metodou
2. Provést teoretické porovnání obou metod, jejich výhod a nevýhod
3. Experimentálně porovnat obě metody

Seznam odborné literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá účinností kotle a jejím stanovení. Cílem práce je porovnání teoretických a experimentálních hodnot účinností kotle. První část práce je rešerše metod na stanovení účinností kotle. V této části jsou uvedeny metody na stanovení účinností kotle a teoretické srovnání těchto metod. Druhá část práce obsahuje experimentální změření účinností kotle a následné porovnání a vyhodnocení.

Klíčová slova

Účinnost kotle, přímá metoda, nepřímá metoda, tepelné ztráty kotle, norma, ČSN 07 0305

Abstract

This bachelor's thesis deal with boiler efficiency and boiler efficiency assesment. Aim of the thesis is equation theoretic and experimental values of boiler efficiency. The first part of thesis is research methods for boiler efficiency assesment. This part describes the methods for determining boiler efficiency and theoretical comparison of these methods. The second part contains experimental measurement of the boiler efficiency and subsequently comparison and evaluation.

Keywords

Boiler efficiency, direct method, indirect method, boiler heath loss, standart, ČSN 07 0305

Bibliografická citace

KUBIŠ, D. *Srovnání metod stanovování účinností kotlů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 44 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci na téma „Srovnání metod stanovování účinností kotlů“ jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce, s použitím literatury uvedené v seznamu použitých zdrojů.

V Brně, dne 29.5.2015

.....
Kubiš David

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé práce Ing. Martinu Lisému, Ph.D. za odborné vedení a rady při vypracování této práce. Také děkuji své rodině, která mě při studiu a vypracování bakalářské práce vždy podporovala.

Obsah

OBSAH.....	11
1. ÚVOD.....	11
2. TEPELNÁ ÚČINNOST KOTLE	12
2.1. PŘÍMÁ METODA [1].....	12
2.2. NEPŘÍMÁ METODA.....	13
2.2.1. Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích - ζ_{mn}	13
2.2.2. Ztráta citelným teplem tuhých zbytků - ζ_f	14
2.2.3. Ztráta hořlavinou ve spalinách - ζ_{cn}	14
2.2.4. Ztráta citelným teplem spalin - ζ_k	15
2.2.5. Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením - ζ_{sv}	16
3. POROVNÁNÍ PŘÍMÉ A NEPŘÍMÉ METODY.....	17
4. POSTUP MĚŘENÍ	18
4.1. POPIS KOTLE.....	18
4.2. TECHNICKÉ PARAMETRY VÝMĚNÍKU [10].....	19
4.3. PRŮBĚHY MĚŘENÍ.....	19
5. VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET KOTLE SPALUJÍCÍHO ŠTĚPKU.....	22
5.1. ROZBOR PALIVA	22
5.2. PODMÍNKY MĚŘENÍ	22
5.3. POMOCNÉ VÝPOČTY	22
5.3.1. Výpočet hmotnostního toku vody	23
5.3.2. Jmenovitý výkon kotle	23
5.3.3. Výpočet objemů vzduchu.....	23
5.3.4. Součinitel přebytku vzduchu	24
5.3.5. Výpočet objemů spalin.....	24
6. VÝPOČET ÚČINNOSTÍ KOTLE SPALUJÍCÍHO ŠTĚPKU.....	27
6.1. PŘÍMÁ METODA	27
6.2. NEPŘÍMÁ METODA.....	27
6.2.1. Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal).....	27
6.2.2. Ztráta citelným teplem tuhých zbytků	27
6.2.3. Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemický nedopal)	27
6.2.4. Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta).....	28
6.2.5. Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením.....	28
6.2.6. Celková účinnost kotle metodou nepřímou.....	28
7. VSTUPNÍ HODNOTY PRO VÝPOČET KOTLE SPALUJÍCÍHO PILINY.....	30
7.1. ROZBOR PALIVA	30
7.2. PODMÍNKY MĚŘENÍ	30
7.3. POMOCNÉ VÝPOČTY	30
7.3.1. Výpočet hmotnostního toku vody	31
7.3.2. Jmenovitý výkon kotle	31
7.3.3. Výpočet objemů vzduchu.....	31
7.3.4. Součinitel přebytku vzduchu	32
7.3.5. Výpočet objemů spalin.....	32

8.	VÝPOČET ÚČINNOSTÍ KOTLE SPALUJÍCÍHO PILINY.....	35
8.1.	PŘÍMÁ METODA	35
8.2.	NEPŘÍMÁ METODA.....	35
8.2.1.	<i>Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal).....</i>	<i>35</i>
8.2.2.	<i>Ztráta citelným teplem tuhých zbytků</i>	<i>35</i>
8.2.3.	<i>Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemický nedopal)</i>	<i>35</i>
8.2.4.	<i>Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta).....</i>	<i>35</i>
8.2.5.	<i>Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením.....</i>	<i>36</i>
8.2.6.	<i>Celková účinnost kotle metodou nepřímou.....</i>	<i>36</i>
9.	VYHODNOCENÍ ÚČINNOSTÍ KOTLE SPALUJÍCÍHO ŠTĚPKU A PILINY ..	38
10.	SROVNÁNÍ PŘÍMÉ A NEPŘÍMÉ METODY NA STANOVENÍ ÚČINNOSTÍ KOTLE SPALUJÍCÍHO ŠTĚPKU A PILINY	39
11.	ZÁVĚR	40
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	41
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	42
	SEZNAM TABULEK	44
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	44

1. Úvod

Účinnost ukazuje dokonalost přeměny mezi využitou a dodanou veličinou. Proto se u různých zařízení snažíme dosáhnout co nejvyšších hodnot účinnosti. Snížením ztrát zvýšíme účinnost a tím snížíme náklady i množství dodávané suroviny.

Kotle jsou velmi důležitá zařízení, která slouží k vytvoření tepla a používají se prakticky už od počátku civilizace, kdy se k vytvoření tepla používalo ohniště, které se muselo udržovat, aby nevyhaslo. Nyní nám k výrobě tepla slouží moderní kotle a tepelná čerpadla.

U kotlů se velikost účinnosti určí poměrem energie přivedené v palivu a získané tepelné energie. Teplo unikající komínem můžeme využít zařazením turbíny mezi kotel a komín. Účinnost kotle to nezvýší, ale využitím tohoto tepla získáme elektrickou energii. Tento způsob se nazývá kogenerace (kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie).

První část této práce se zabývá seznámením s tématem účinnosti kotle. Je zde popsána obecná rešerše na stanovení účinnosti kotle přímou a nepřímou metodou. Následuje teoretické srovnání obou metod.

Ve druhé části je spočítána účinnost kotle v praxi pomocí změřených hodnot a následného výpočtu účinností konkrétního kotle spalujícího dvě paliva. Na závěr jsou hodnoty přímé a nepřímé metody porovnány.

2. Tepelná účinnost kotle

Účinnost kotle ukazuje dokonalost přeměny z energie paliva na energii tepelnou.

Pro výpočet účinnosti parního kotle se používají následující dvě metody [1]:

- Přímá metoda - výpočet vychází z poměru dodané energie k energii vyrobené.
- Nepřímá metoda - výpočet založený na tepelných ztrátách kotle.

2.1. Přímá metoda [1]

Při určování účinnosti kotle přímou metodou se využívá poměru výkonu a příkonu kotle. Příkon se určí z množství paliva a jeho výhřevnosti (energie paliva). Výkon se určuje z hmotnostního toku a entalpie pracovního média (množství vyrobeného tepla).

Obecný vztah pro výpočet kotle

$$\eta_k = \frac{Q_1}{Q_2} \quad (-) \quad (1)$$

kde η_k (-) účinnost kotle,
 Q_1 (kW) využité teplo (výkon kotle),
 Q_2 (kW) dodané teplo (příkon kotle).

Pro nejjednodušší výpočet účinnosti parního kotle přímou metodou se používá vztah:

$$\eta_k = \frac{M_{pp} \cdot (i_p - i_{nv})}{Q_i^r \cdot M_{pv}} \quad (-) \quad (2)$$

kde M_{pp} (kg/s) hmotnostní tok vyrobené páry,
 i_p (kJ/kg) entalpie vyrobené páry,
 i_{nv} (kJ/kg) entalpie napájecí vody,
 Q_i^r (kJ/kg) výhřevnost spalovaného paliva,
 M_{pv} (kg/s) hmotnostní tok dodávaného spalovaného paliva.

Jestliže vyrábí kotel ještě přehřátou páru a uvažujeme-li navíc ještě tepelnou energii odcházejícího odluhu, potom účinnost vypočteme z následujícího vzorce:

$$\eta_k = \frac{M_{pp} \cdot (i_p - i_{nv}) + M_{mp} \cdot (i_{mp2} - i_{mp1}) + M_{od} \cdot (i' - i_{nv})}{Q_i^r \cdot M_{pv} + Q_{vz}} \quad (-) \quad (3)$$

kde M_{mp} (kg/s) hmotnostní tok přehřáté páry,
 i_{mp1} (kJ/kg) entalpie páry před přehřívákem,
 i_{mp2} (kJ/kg) entalpie páry za přehřívákem,
 M_{od} (kg/s) hmotnostní tok odluhu,
 i' (kJ/kg) entalpie odluhu na bodu varu,
 Q_{vz} (kW) příkon vzduchu ohřátého cizím zdrojem.

U horkovodního kotle se účinnost určí následovně:

$$\eta_k = \frac{M_w \cdot (i_{w2} - i_{w1})}{Q_i^r \cdot M_{pv}} \quad (-) \quad (4)$$

kde M_w (kg/s) hmotnostní tok vody, který prochází kotlem,
 i_{w1} (kJ/kg) entalpie ohřáté vody na výstupu z kotle,
 i_{w2} (kJ/kg) entalpie vody na vstupu do kotle.

Určení účinností kotlů přímou metodou je vhodné u plynových nebo olejových kotlů, kde je snadné určit příkon kotle. Naopak tato metoda není vhodná pro kotle na tuhá paliva, kde je obtížné zjistit přesný příkon kotle (hmotnostní tok paliva a jeho parametry).

2.2. Nepřímá metoda

Výpočet účinnosti kotle nepřímou metodou se určuje pomocí ztrát kotle a vychází z dokonalého kotle, který má účinnost 100%, od kterého se odečtou jednotlivé ztráty. Výpočet těchto ztrát je podrobně uveden v normě ČSN 070305.

$$\eta_k = 1 - \Sigma \xi_i = 1 - (\xi_{mn} + \xi_f + \xi_{cn} + \xi_k + \xi_{sv}) \quad (-) \quad (5)$$

kde ξ_i (-) uvažovaný druh ztráty

Obvykle uvažujeme pět základních ztrát [1, 2]:

- Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal) - ξ_{mn}
- Ztráta citelným teplem tuhých zbytků - ξ_f
- Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemický nedopal) - ξ_{cn}
- Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta) - ξ_k
- Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením - ξ_{sv}

Ještě můžeme uvažovat další ztráty, které nejsou popsány normou ČSN 07 0305. Například ztráty netěsnostmi pojišťovacích ventilů, odluhem a odkalem. Nicméně se tyto ztráty snažíme eliminovat, např. odluh se využívá k dalšímu zpracování [2].

2.2.1. Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích - ξ_{mn}

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (také označována ztráta mechanickým nedopalem) je způsobena nespálením uhlíku v tuhých zbytcích po spálení (tj. tuhých zbytcích odcházejících ze spalovací komory kotle). Tyto tuhé zbytky jsou škvára nebo struska (s), popílek ve spalinách (p) a roštový propad (r). Nepatrná část popele se zplyní, což do výpočtu neuvažujeme [1, 2]. Počítá se podle výrazu

$$\begin{aligned} \xi_{mn} &= \sum \xi_{mni} = \sum Q_C \cdot \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot \frac{C_i}{1 - C_i} \cdot X_i = \\ &= \frac{32600 \cdot A^r}{Q_i^r} \cdot \left(\frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s + \frac{C_p}{1 - C_p} \cdot X_p + \frac{C_r}{1 - C_r} \cdot X_r \right) \quad (-) \quad (6) \end{aligned}$$

kde C_i (-) obsah hořlaviny (uhlíku) v uvažovaném druhu zbytků,
 X_i (-) podíl popele vyjadřující bilanci popele,
 A^r (-) celkový obsah popelovin v palivu,
 Q_C (kJ/kg) výhřevnost hořlaviny uvažovaného druhu tuhých zbytků (uvažujeme výhřevnost uhlíku $Q_C = 32600$ kJ/kg).

Velikost obsahu uhlíku v tuhých zbytcích (C_i) a bilanci popele (X_i) je velmi obtížné určit. Proto se používá hodnot uvedených v Tab.1. Tyto hodnoty jsou orientační a závisí na druhu spalovaného paliva a na konstrukci kotle (spalovacího zařízení). Musí platit $X_s + X_r + X_p = 1$ [1, 2].

Ještě se může uvažovat ztráta uhelným práškem v brýdách (vyskytuje se u práškových kotlů s otevřeným mlécím okruhem, pokud se brýdy neodvádějí společně se spalinami odcházejícími z kotle), která se připočte k celkové ztrátě mechanickým nedopalem [3].

$$\xi_{mnb} = (1 - \eta_{od}) \cdot (1 - W^r) \cdot \frac{Q_{ipu}}{Q_i^r} \quad (-) \quad (7)$$

kde η_{od} (-) účinnost odlučovacího prášku,
 ΔW (-) hmotnost vody v kg odpařené v mlecím okruhu z 1 kg surového uhlí,
 Q_{ipu} (kJ/kg) výhřevnost uhelného prášku.

Tab. 1 Typické hodnoty obsahu uhlíku v tuhých zbytcích (C_i) a poměrného rozdělení popele (X_i) [1, str. 36]

	C_s (%)	C_r (%)	C_p (%)	X_s (%)	X_r (%)	X_p (%)
Ohniště roštová	7-18	20-35	15-25	62-77	0-6	13-33
Ohniště granulační	2-10	-	1-3	8-20	-	75-85
Ohniště výtavná	-	-	2-18	35-60	-	40-55
Ohniště fluidní	1	1	15-20	50-60	0-2	30-40
Ohniště cyklónová	-	-	-	80-90	-	5-10

Tato ztráta se vyskytuje pouze v roštových ohništích při spalování tuhých paliv a je závislá na zrnitosti paliva a konstrukci roštu. Pro plynná a kapalná paliva je tato ztráta rovna nule [1, 2, 3].

2.2.2. Ztráta citelným teplem tuhých zbytků - ξ_f

Ztráta citelným (fyzickým) teplem tuhých zbytků je založena na výpočtu pomocí nevyužitého tepla odcházejícího z tuhých zbytků. Tato ztráta se skládá podobně jako ztráta mechanickým nedopalem ze ztráty ve škváře či strusce, popílku, úletu a propadu. Při výpočtu uvažujeme teplotu škváry 600 °C, teplotu strusky 1 500 °C a teplota popílku se rovná teplotě spalin za kotlem [1, 2, 3].

$$\begin{aligned} \xi_f &= \sum \xi_{fi} = \sum \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot \frac{X_i}{1 - X_i} \cdot i_i = \\ &= \frac{A^r}{Q_i^r} \cdot \left(\frac{X_s \cdot i_s}{1 - X_s} + \frac{X_p \cdot i_p}{1 - X_p} + \frac{X_r \cdot i_r}{1 - X_r} \right) \quad (-) \quad (8) \end{aligned}$$

kde $i_i = c_i t_i$ (kJ/kg) entalpie tuhých zbytků,
 c_i^* (kJ/kgK) měrné teplo tuhých zbytků popela,
 t_i (°C) teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků.

Stejně jako u ztráty mechanickým nedopalem se vyskytuje pouze u tuhých paliv. Ztráta v úletu může být zahrnuta ve ztrátě komínové, pokud je tepelný obsah popílkových částic v úletu zahrnut do tepelného obsahu spalin. U kapalných a plyných paliv se ztráta neprojeví [1, 2, 3].

2.2.3. Ztráta hořlavinou ve spalinách - ξ_{cn}

Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemickým nedopalem) vzniká chemicky nedokonalým spálením CO, H₂, CH_x, případně dalších plynů odcházejících ve spalinách. Největší složka chemického nedopalu při spalování je oxid uhelnatý (CO) [1, 2, 3].

* Měrné teplo tuhých zbytků c_i se určuje z tabulek, nebo pomocí následujícího vzorce [7]

$$c_i = 0,712 + 0,502 \cdot 10^{-3} \cdot t_i \quad \left(\frac{kJ}{kgK} \right) \quad (9)$$

$$\xi_{cn} = (1 - \xi_{mn}) \frac{V_{SS} \cdot (\omega_{CO} \cdot Q_{nCO} + \omega_{H_2} \cdot Q_{nH_4} + \omega_{CH_4} \cdot Q_{nCH_2})}{Q_i^r} \quad (-) \quad (10)$$

kde V_{SS} (m^3/kg) objem suchých spalin na 1 kg paliva,
 ω_i (m^3/m^3) objemový díl nespáleného plynu,
 Q_{mi}^* (kJ/m^3) výhřevnost jednotlivých složek nespáleného plynu.

Pro přibližný výpočet této ztráty se používá vztah [1]:

$$\xi_{cn} = \frac{a \cdot \omega_{CO}}{\omega_{CO} + \omega_{CO_2}} \quad (-) \quad (11)$$

kde a^{**} (-) konstanta závislá na druhu paliva,
 $\omega_{CO}, \omega_{CO_2}$ jsou objemové koncentrace CO a CO₂ ve spalinách za kotlem.

Obsahy ω_{CO} , ω_{H_4} , ω_{CH_4} , případně dalších uhlovodíků je nutno změřit v provozu. Nejsou-li tyto hodnoty známy, lze použít směrných hodnot této ztráty opět v závislosti na druhu spalovaného paliva a konstrukci ohniště (hodnoty podle tabulek [7]).

Jsou-li ve spalinách i jiné hořlavé složky, je potřeba je do výpočtu zahrnout. Podíl těchto látek je však minimální a jejich zanedbání ve výpočtu ovlivní výsledek jen nepatrně.

V praxi se uvažuje velikost této ztráty do 0,5%. Vyšších hodnot může nabývat při spalování dřeva, biomasy a paliv s nižší výhřevností, tudíž s nižší teplotou plamene.

Při návrhu nových zařízení lze její velikost zanedbat nebo její maximální možnou velikost vypočítat z emisního limitu CO platného pro navrhované zařízení.

Pro plynná a kapalná paliva je tato ztráta rovna nule [1, 2, 3].

2.2.4. Ztráta citelným teplem spalin - ξ_k

Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta) závisí na palivu, teplotě spalin odcházejících z kotle a součiniteli přebytku vzduchu za kotlem (závisí na těsnosti kotle). Tato ztráta bývá největší ztrátou kotle a představuje teplo odcházející do atmosféry v kouřových plynech [1, 2, 3].

$$\xi_k = (1 - \xi_{mn}) \cdot \frac{I_{sp} - I_{vz}}{Q_i^r} \quad (-) \quad (12)$$

kde I_{sp} (kJ/kg) entalpie (tepelný obsah) spalin,
 I_{vz} (kJ/kg) entalpie (tepelný obsah) vzduchu.

Tepelný obsah vzduchu se určí následovně [1]:

$$I_{vz} = I_{vz \min} \cdot \alpha \quad \left(\frac{kJ}{kg}\right) \quad (13)$$

kde $I_{vz \min} = V_{vz \min} \cdot c_{vz} \cdot t_{vz}$ (kJ/kg) entalpie vzduchu při $\alpha=1$,
 α (-) součinitel přebytku vzduchu.

* hodnoty výhřevnosti nespálených složek [7]:

$$Q_{nCO} = 12610 \text{ kJ/m}^3$$

$$Q_{nH_4} = 10798 \text{ kJ/m}^3$$

$$Q_{nCH_2} = 35818 \text{ kJ/m}^3$$

** pro konstantu a se používají následující hodnoty [1]:

$$a = 0,6 \text{ - černé uhlí}$$

$$a = 0,65 \text{ - hnědé uhlí}$$

$$a = 0,45 \text{ - kapalná paliva}$$

Přibližně lze komínovou ztrátu určit podle vztahu [7]:

$$\xi_k = k \cdot (t_{sp} - t_{vz}) \quad (-) \quad (14)$$

kde k^* (-) součinitel,
 t_{sp} (°C) teplota spalin odcházejících z kotle,
 t_{vz} (°C) teplota vzduchu vstupujícího do kotelního zařízení.

Komínová ztráta se dá ovlivnit snížením teploty spalin za kotlem a minimalizací součinitele přebytku vzduchu. Oba zásahy lze však dělat pouze do určité míry. Teplota spalin nesmí být nižší než je rosný bod spalin, protože při teplotě nižší než je teplota rosného bodu, dochází ke zkapaření vodní páry, což je doprovázeno tzv. nízkoteplotní korozí ze strany spalin, které negativně působí na kovové výhřevné plochy i na zadržky a jsou zdrojem provozních potíží. Při minimalizaci součinitele přebytku vzduchu si musíme být vědomi zvýšení míry nedokonalosti spalování a tím i zvyšování ztráty chemickým nedopalem [1, 2, 3].

Výpočet součinitele přebytku vzduchu α [7]:

$$\alpha = \frac{\omega_{CO_2 \max}}{\omega_{CO_2}} \quad (-) \quad (15)$$

$$\alpha = \frac{0,21}{0,21 - \omega_{O_2}} \quad (-) \quad (16)$$

2.2.5. Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením - ξ_{sv}

Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením je dána normou ČSN 07 0305, ve které jsou uvedeny diagramy a tabulky, podle kterých se určuje velikost této ztráty. Tato ztráta závisí na velikosti kotle, kvalitě izolace stěn, způsobu oplechování, na druhu spalovaného paliva a na výkonu kotle.

Dá se určit měřením tepelného toku po celém povrchu kotle nebo výpočtem ze známých teplot povrchu kotle a okolního vzduchu, kde se přestupní součinitel tepla z povrchu kotle do okolí bere $\alpha_v = (5 \text{ až } 25) \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Tento výpočet je však většinou velmi pracný a proto se nevyužívá (používá se diagramů a tabulek).

Při výpočtu se celková ztráta sdílením tepla do okolí dělí na dílčí ztráty připadající na jednotlivé bilanční objemy, jako např. ohniště, přehříváky, přihříváky, EKO a ohřívák vzduchu [1, 2, 3].

Všechny ztráty lze určit pomocí grafů v normě ČSN 07 0305.

* výpočet součinitele k [7]

$$k = \left(\frac{0,575}{\omega_{CO_2}} + 0,076 \right) \cdot \left(1 + \frac{2449,3 \cdot \frac{100 - A^r}{100}}{Q_i^r} \right) - 0,077 \quad (-) \quad (17)$$

3. Porovnání přímé a nepřímé metody

U přímé metody je výhodou, že pro určení účinnosti se používá jednoduchý výpočet, kde se všechny potřebné veličiny pro výpočet změří v provozu. Problém nastává u kotlů na tuhá paliva, kde je obtížné určit hmotnostní tok paliva a jeho vlastnosti. K přívodu paliva do kotle se využívá dopravníků a proto nemusí být konstantní hmotnostní tok a parametry paliva (vlhkost, výhřevnost). Z tohoto důvodu je tato metoda vhodná pro výpočet účinností kotlů na plynná a kapalná paliva, kde je snadné určit průtok paliva do kotle. Další problémy nastávají při měření potřebných veličin za chodu kotle. Nevýhoda také je, že při stanovení účinnosti kotle přímou metodou nezjistíme žádnou informaci o tom, kde se ztrácí nejvíce tepla a tak není možnost regulovat účinnost kotle. Nicméně pro přibližné určení účinnosti kotle je možno tuto metodu použít.

Nepřímá metoda je založena na výpočtu pomocí tepelných ztrát kotle. To umožní změnit vybrané parametry a snížit ztráty. Největší tepelnou ztrátou je komínová ztráta - teplo, které odejde komínem. Pro orientační určení účinnosti kotle stačí spočítat tuto ztrátu. K tomu potřebujeme znát teplotu a množství spalin a teplotu okolního vzduchu. Teplotu není složité změřit. Určit množství spalin je problematictější, proto se dá využít jednoduchých grafů v normě ČSN 07 0305 a ztrátu, respektive účinnost kotle určit [4, 6].

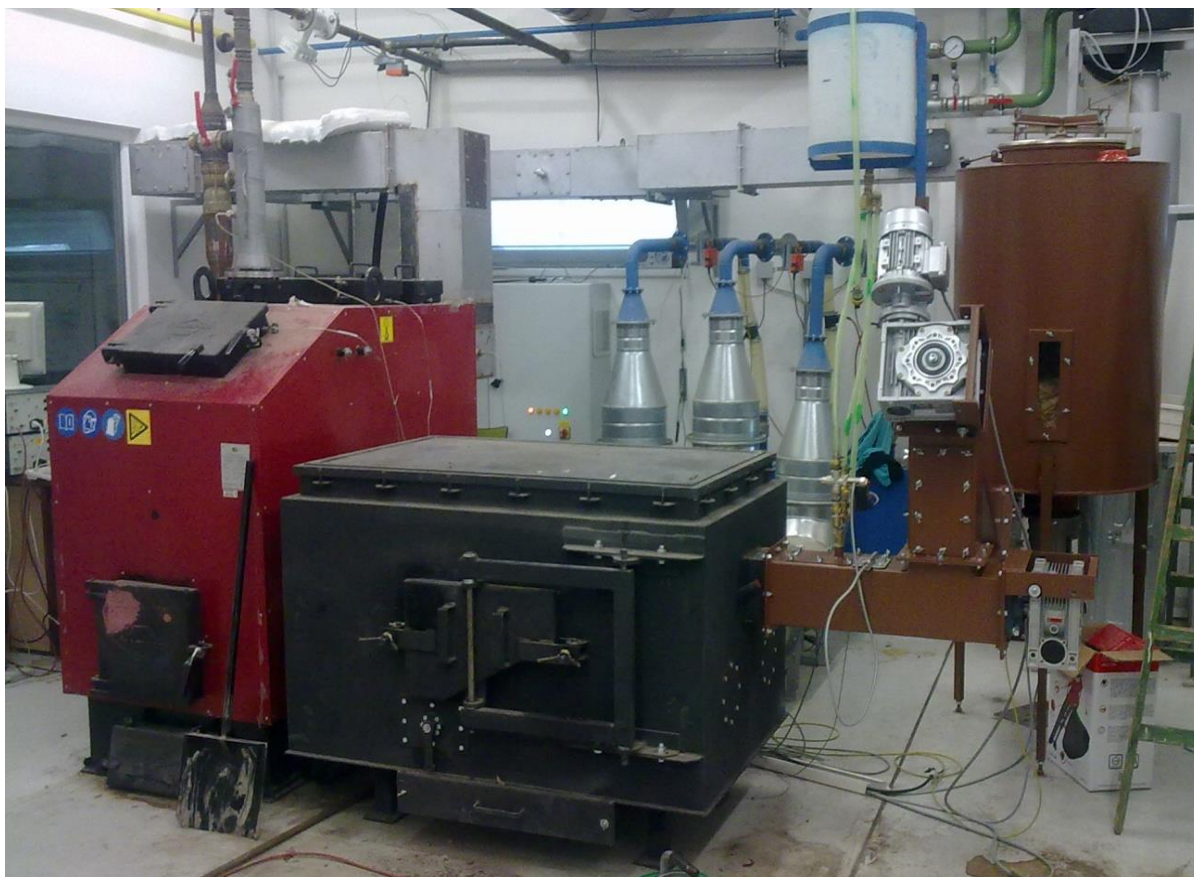
4. Postup měření

4.1. Popis kotle

Měření bylo prováděno na kotli, který byl složen ze zásobníku paliva, zplyňovací komory GEMOS ZKG a výměníku GEMOS KWH 110. Změřené hodnoty byly zaznamenány do tabulek pomocí programu LabWIEW.

„Výměníky KWH jsou vyrobeny z ocelových plechů a trubek. Výměník zajišťuje přestup tepla ze spalín do teplotného média, vody. Výměník se skládá ze dvou základních částí, roštové a konvekční. Přední roštová část, kam je vyústěn výstupní kanál zplyňovací komory, z kterého vystupují spaliny slouží k prvotnímu usazení pevných částí ze spalín. Popílek propadne roštem do spodní části výměníku, odkud je vybrán bočními dvířky ve spodní části kotle. V horní, šikmé části výměníku jsou dvířka, která umožňují přístup do roštové části výměníku. Druhá, konvekční část, obsahuje konvekční svislé trubky. Tyto žárotrubné trubky jsou zakončeny v šikmých trubkovnic. V horní konvekční části výměníku jsou nad každým tahem umístěna snímatelná víka. Po jejich sejmutí jsou přístupné svislé konvekční trubky pro čištění. Popílek odstraněný z vnitřního povrchu trubek padá do spodní části výměníku, odkud je vybrán bočními dvířky ve spodní části výměníku. Svislé konvekční trubky se zanášejí daleko méně než trubky vodorovné. Zešikmené trubkovnice snižují tlakovou ztrátu na straně spalín. Obdélníkový výstup spalín je opatřen regulační klapkou tahu.“ [10]

Palivo je do zplyňovací komory na šikmý litinový rošt přiváděno dvěma šnekovými dopravníky. Celé tepelné zařízení je na Obr. 1.



Obr. 1 Měřené tepelné zařízení

4.2. Technické parametry výměníku [10]

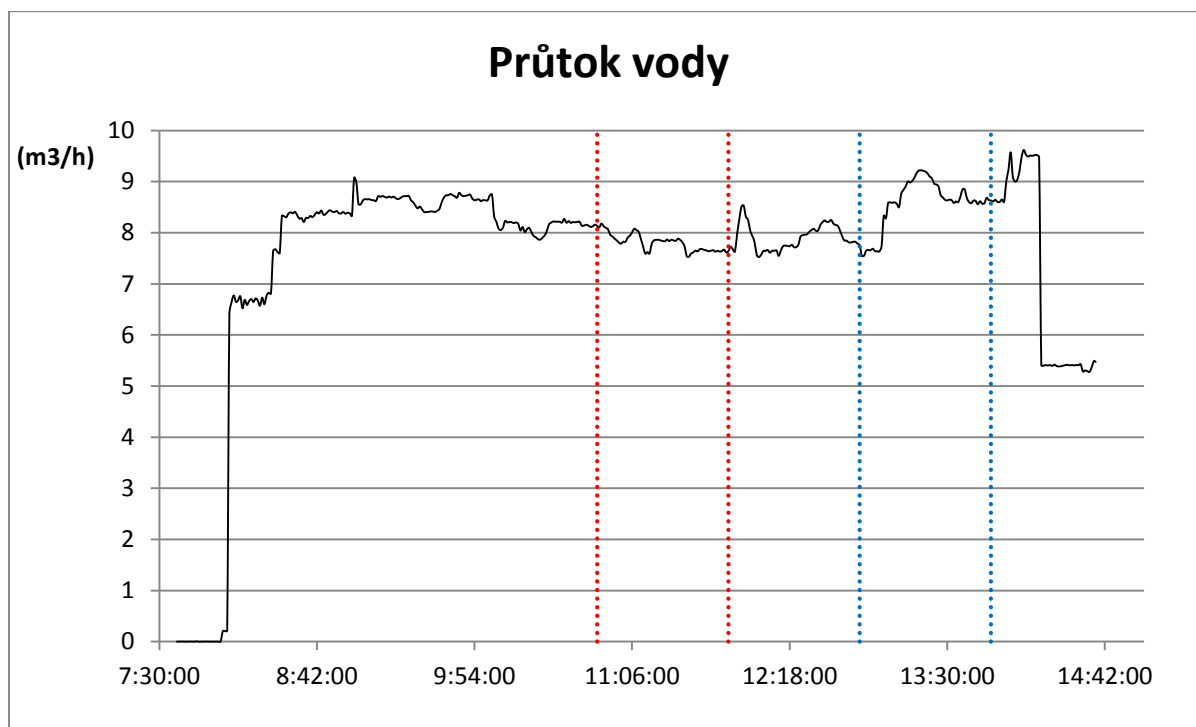
Označení výměníku KWH	KWH 110	
Tepelný výkon výměníku	110	(kW)
Teplosměnná plocha	11,5	(m ²)
Maximální tlak vody	0,3	(MPa)
Maximální teplota vody na výstupu	95	(°C)
Minimální tah za kotlem	>26	(Pa)
Průměrná teplota spalin v komíně	200	(°C)
Objem vody v kotli	350	(l)
Hmotnost kotle s izolací	1150	(kg)

4.3. Průběhy měření

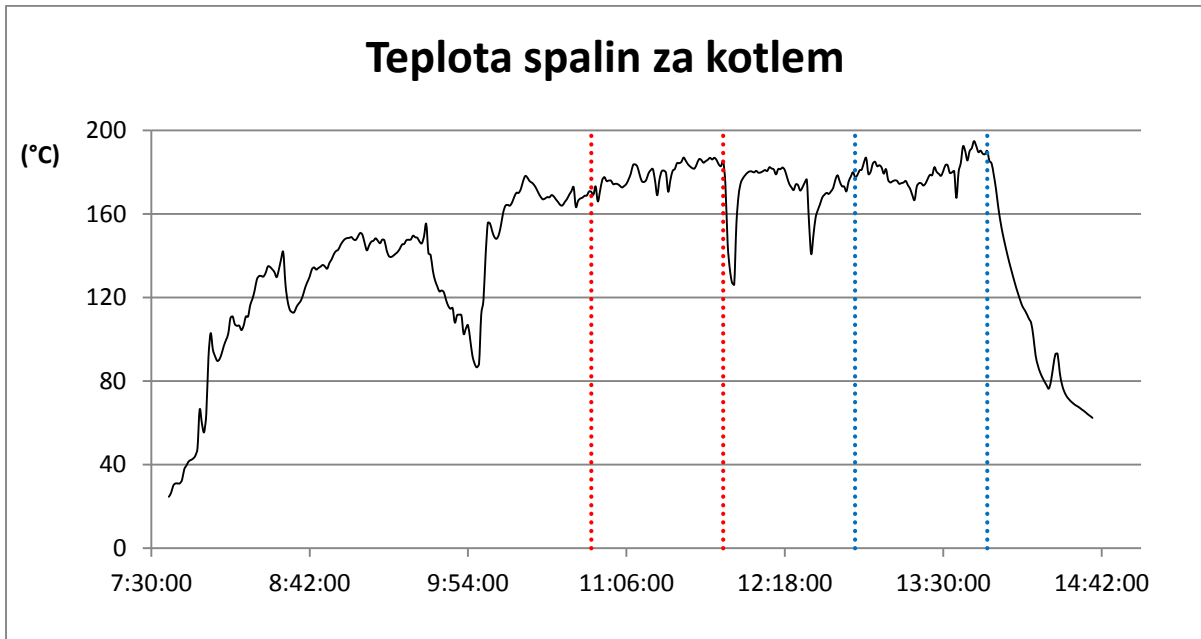
V následujících grafech jsou zobrazeny průběhy jednotlivých veličin v závislosti na čase měření. Jsou zde zobrazeny grafy z průběhu měření a v nich vyznačené dvě oblasti, které jsou použity k výpočtům. Z oblasti mezi červenými čarami (10:50-11:50) jsou vybrána data pro výpočet kotle spalujícího štěpku. Mezi modrými čarami (12:50-13:50) byly vybrány hodnoty na výpočet kotle spalujícího piliny.

V průběhu najíždění kotle byla změřena vlhkost paliva (štěpky i pilin) v laboratoři EÚ FSI na halogenové váze KERN MLS, ze které se stanovil rozbor paliva, který se používá ve výpočtech.

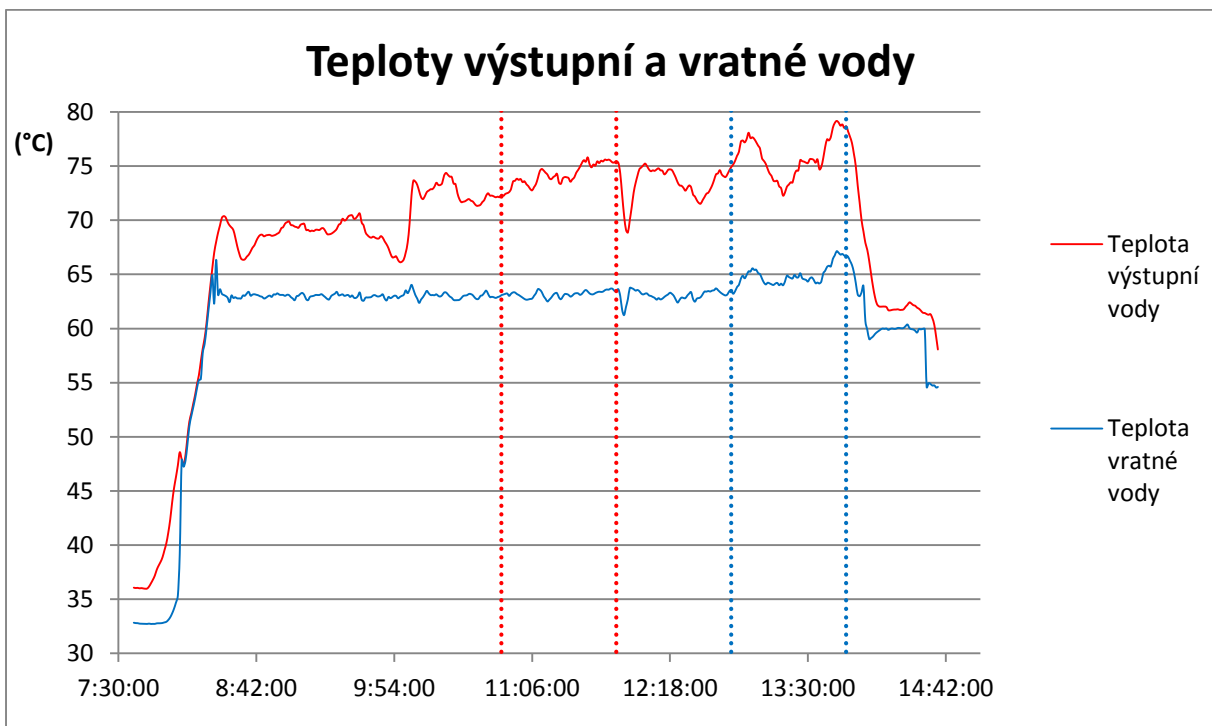
Po skončení měření na kotli byl stanoven hmotnostní průtok paliva. Ten se stanovil průměrem ze čtyř měření při stejných rychlostech šneku jako při měření kotle. Každé trvalo 2 minuty a následně byla hodnota vynásobena 30-ti, aby se získal průtok paliva za hodinu.



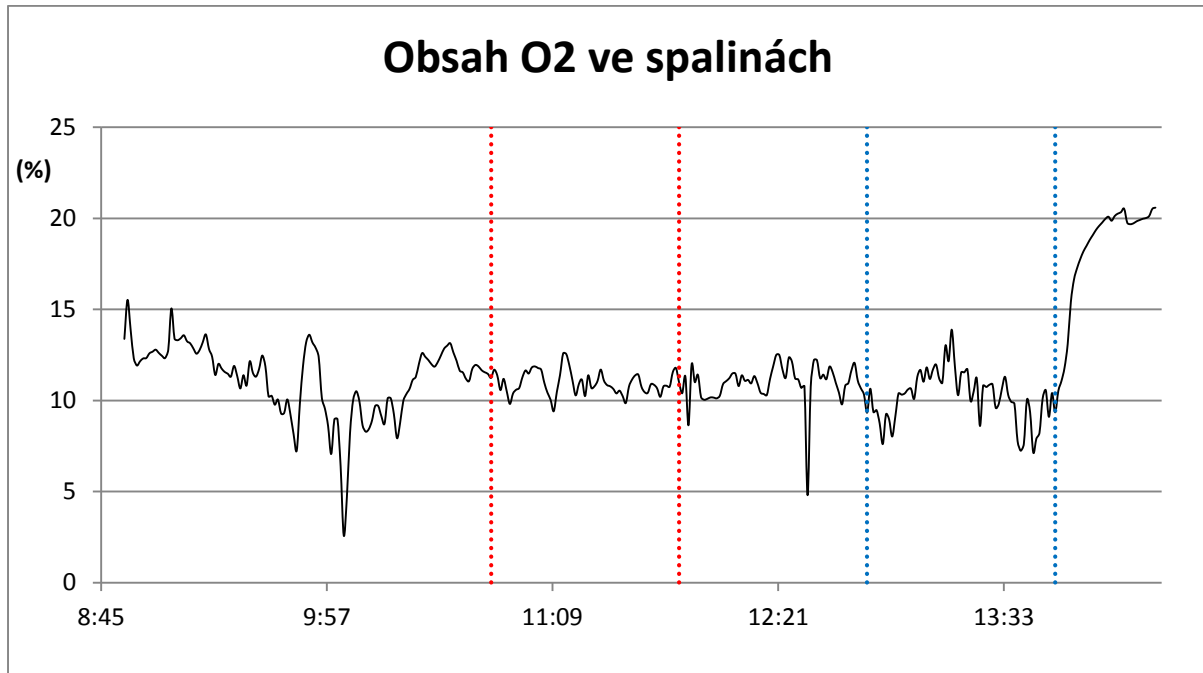
Obr. 2 Průběh průtoku vody v kotli



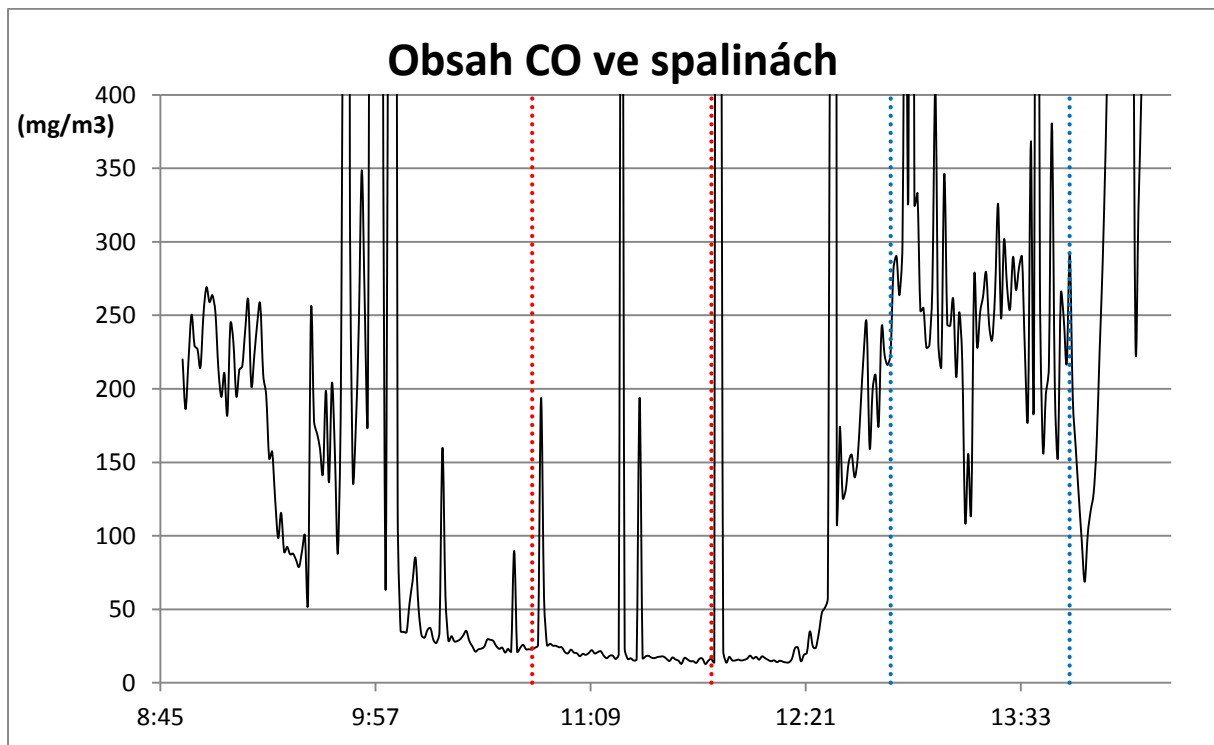
Obr. 3 Průběh teploty spalin za kotlem



Obr. 4 Průběhy teplot výstupní a vratné vody



Obr. 5 Průběh obsahu O₂ ve spalinách



Obr. 6 Průběh obsahu CO ve spalinách

Na Obr. 6 je zobrazen průběh obsahu CO ve spalinách. Hodnoty jsou zobrazeny do 400 mg/m³, aby byly lépe vidět vybrané oblasti pro výpočty. Maximální hodnoty vysoce převyšují průměrné hodnoty. Může to být důsledkem otevírání dvířek kotle, kde byl kontrolován obsah paliva v kotli.

5. Vstupní hodnoty pro výpočet kotle spalujícího štěpku

Kotel najížděl přibližně 2 hodiny, než se výstupní parametry ustálily. Na vyhodnocení byl zvolen časový úsek jedné hodiny, kdy byly hodnoty poměrně konstantní.

Začátek odběru hodnot	10:50	hh:mm
Konec odběru hodnot	11:50	hh:mm
Průměrná teplota spalin za kotlem	179,3	°C
Průměrný průtok vody	7,81	m ³ /h
Průměrná teplota výstupní vody	74,2	°C
Průměrná teplota vratné vody	63,2	°C
Průměrná teplota v komoře 1	969,8	°C
Průměrná teplota v komoře 2	1244,8	°C
Hmotnostní tok dodávaného paliva	38,55	kg/h
Průměrná hodnota NO	284,69	mg/m ³
Průměrná hodnota CO	36,68	mg/m ³
Průměrná hodnota SO ₂	0	mg/m ³
Průměrná hodnota O ₂	10,96	%

5.1. Rozbor paliva

C ^r =	43,817	hm. %	W ^r =	10,526	hm. %
H ^r =	5,496	hm. %	A ^r =	1,062	hm. %
S ^r =	0,01	hm. %	Q _s =	17595,13	kJ/kg
O ^r =	38,866	hm. %	Q _i ^r =	16123,77	kJ/kg
N ^r =	0,217	hm. %			

5.2. Podmínky měření

Teplota vzduchu	19,5	(°C)
Vlhkost vzduchu	20,4	(%)
Tlak	1021,8	(hPa)

5.3. Pomocné výpočty

Tabulkové hodnoty jsou brány z internetových tabulek ([9]) a dále přepočítány pomocí lineární interpolace na požadovanou vstupní hodnotu. Převod emisních hodnot je dělán pomocí převaděče ([8]). Tyto pomocné výpočty budou dále dosazovány do vzorců na stanovení účinností.

Hustota vody při 68,7 °C	978,52	kg/m ³
Kapacita vody při 74,2 °C	4,194	kJ/kgK
Kapacita vody při 63,2 °C	4,187	kJ/kgK
Hustota spalin při 179,3 °C	0,780	kg/m ³
Kapacita spalin při 179,3 °C	1,022	kJ/kgK
NO	215,4	ppm
CO	29,74	ppm
SO ₂	0	ppm

5.3.1. Výpočet hmotnostního toku vody

$$M_w = \dot{V}_w \cdot \rho_{H_2O}$$

$$M_w = 7,81 \cdot 978,52$$

$$M_w = 7642,2 \left(\frac{kg}{h} \right)$$

5.3.2. Jmenovitý výkon kotle

$$Q_1 = M_w \cdot (i_{w2} - i_{w1})$$

$$Q_1 = M_w \cdot (c_{w1} \cdot t_{w1} - c_{w2} \cdot t_{w2})$$

$$Q_1 = \frac{7642,2 \cdot (4,194 \cdot 74,2 - 4,187 \cdot 63,2)}{3600 [s]}$$

$$Q_1 = 98,81 (kW)$$

5.3.3. Výpočet objemů vzduchu

Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$V_{O_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right)$$

$$V_{O_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,43817}{12,01} + \frac{0,05496}{4,032} + \frac{0,0001}{32,06} - \frac{0,38866}{32} \right)$$

$$V_{O_2min} = 0,850 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$V_{SVmin} = \frac{V_{O_2min}}{0,21}$$

$$V_{SVmin} = \frac{0,850}{0,21}$$

$$V_{SVmin} = 4,049 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$V_{VVmin} = f^* \cdot V_{SVmin}$$

$$V_{VVmin} = 1,005 \cdot 4,049$$

$$V_{VVmin} = 4,067 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

$$* f = 1 + \frac{\varphi_{vz}}{100} \cdot \frac{p''}{p_b - \frac{\varphi_{vz}}{100} \cdot p''} = 1 + \frac{20,4}{100} \cdot \frac{0,002265}{0,10218 - \frac{20,4}{100} \cdot 0,002265} = 1,005 (-)$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu

$$V_{H_2O}^V = V_{VVmin} - V_{SVmin}$$

$$V_{H_2O}^V = 4,067 - 4,049$$

$$V_{H_2O}^V = 0,018 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

5.3.4. Součinitel přebytku vzduchu

$$\alpha = \frac{21}{21 - \omega_{O_2}}$$

$$\alpha = \frac{21}{21 - 10,96}$$

$$\alpha = 2,092 (-)$$

5.3.5. Výpočet objemů spalin

Objem oxidu uhličitého

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,003 \cdot V_{SVmin}$$

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,43817 + 0,003 \cdot 4,049$$

$$V_{CO_2} = 0,813 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem oxidu siřičitého

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r$$

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0001$$

$$V_{SO_2} = 0,0001 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem dusíku

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot V_{SVmin}$$

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,00217 + 0,7805 \cdot 4,049$$

$$V_{N_2} = 3,162 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem argonu

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot V_{SVmin}$$

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot 4,049$$

$$V_{Ar} = 0,037 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem suchých spalin

$$V_{SSmin} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{Ar}$$

$$V_{SSmin} = 0,813 + 0,0001 + 3,162 + 0,037$$

$$V_{SSmin} = 4,012 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem suchých spalin za přebytku vzduchu

$$V_{SS} = V_{SSmin} \cdot \alpha$$

$$V_{SS} = 4,012 \cdot 2,092$$

$$V_{SS} = 8,392 \left(\frac{m^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

$$V_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,035} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + V_{H_2O}^V$$

$$V_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,035} \cdot 0,05496 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,10526 + 0,018$$

$$V_{H_2O}^S = 0,760 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$V_{VSmin} = V_{SSmin} + V_{H_2O}^S$$

$$V_{VSmin} = 4,012 + 0,760$$

$$V_{VSmin} = 4,772 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem spalin z 1 kg paliva za přebytku vzduchu

$$V_{VS} = V_{VSmin} + (\alpha - 1) \cdot V_{VVmin}$$

$$V_{VS} = 4,772 + (2,092 - 1) \cdot 4,067$$

$$V_{VS} = 9,212 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Skutečný objem spalin

$$V_{SP} = V_{VS} \cdot \frac{273 + t_{sp}}{273} \cdot \frac{0,101325}{p_b}$$

$$V_{SP} = 9,212 \cdot \frac{273 + 179,3}{273} \cdot \frac{0,101325}{0,10218}$$

$$V_{SP} = 15,134 \left(\frac{m^3}{kg_{pal}} \right)$$

6. Výpočet účinností kotle spalujícího štěpku

V této kapitole je spočítána účinnost kotle spalujícího dřevní štěpku. Do vzorců jsou dosazované hodnoty z pomocných výpočtů, které jsou uvedeny v předchozí kapitole.

6.1. Přímá metoda

$$\eta_k = \frac{Q_1}{Q_i^r \cdot M_{pv}}$$

$$\eta_k = \frac{98,81}{16123,77 \cdot \frac{38,55}{3600 \text{ [s]}}}$$

$$\eta_k = 0,5723 (-)$$

6.2. Nepřímá metoda

$$\eta_k = 1 - \xi_{mn} - \xi_f - \xi_{cn} - \xi_k - \xi_{sv} (-)$$

6.2.1. Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)

Byla změřena ještě hodnota popílku, ale byla zanedbatelná vzhledem k popelu, tak není do výpočtu zahrnuta ($X_r=1$, $X_p=0$). Hodnota obsahu uhlíku v tuhých zbytcích ($C_r=0,12$) byla zadána vedoucím práce.

$$\xi_{mn} = \frac{Q_c \cdot A^r}{Q_i^r} \cdot \frac{C_r \cdot X_r}{1 - C_r}$$

$$\xi_{mn} = \frac{32600 \cdot 0,01062}{16123,77} \cdot \frac{0,12 \cdot 1}{1 - 0,12}$$

$$\xi_{mn} = 0,0029 (-)$$

6.2.2. Ztráta citelným teplem tuhých zbytků

Ztráta citelným teplem tuhých zbytků je rovna nule, protože vyhořelý popel zůstává kotli, tím pádem teplo od tuhých zbytků zůstane uvnitř.

$$\xi_f = 0 (-)$$

6.2.3. Ztráta hořlavinou ve spalínách (chemický nedopal)

$$\xi_{cn} = (1 - \xi_{mn}) \cdot \frac{V_{ss} \cdot \omega_{CO} \cdot Q_{nCO}}{Q_i^r}$$

$$\xi_{cn} = (1 - 0,0029) \cdot \frac{8,392 \cdot 0,00002974 \cdot 12610}{16123,77}$$

$$\xi_{cn} = 0,0002 (-)$$

6.2.4. Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

$$\xi_k = (1 - \xi_{mn}) \cdot \frac{V_{SP} \cdot \overline{c_{sp}} \cdot (t_{sp} - t_{vz})}{Q_i^r}$$

$$\xi_k = (1 - 0,0029) \cdot \frac{15,134 \cdot 1,022 \cdot (179,3 - 19,5)}{16123,77}$$

$$\xi_k = 0,1528 \text{ (-)}$$

6.2.5. Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením

Ztráta sdílením tepla do okolí se dá určit výpočtem vztahu Stefan–Boltzmannova zákona pro sálání ze známých teplot povrchu kotle a okolního vzduchu [1]. Samotný výpočet je velice složitý a zdlouhavý. Po konzultaci s vedoucím práce byla zvolena tato ztráta stejná, jako je v diplomové práci zabývající se výpočtem tohoto kotle [5, str. 40-41], kde je měřen stejný kotel a teploty povrchu kotle jsou podobné. Na Obr. 6 je snímek zplyňovací komory, který byl pořízen termokamerou při měření.



Obr. 7 Snímek termokamery - dvířka zplyňovací komory

$$\xi_{sv} = 0,06 \text{ (-)}$$

6.2.6. Celková účinnost kotle metodou nepřímou

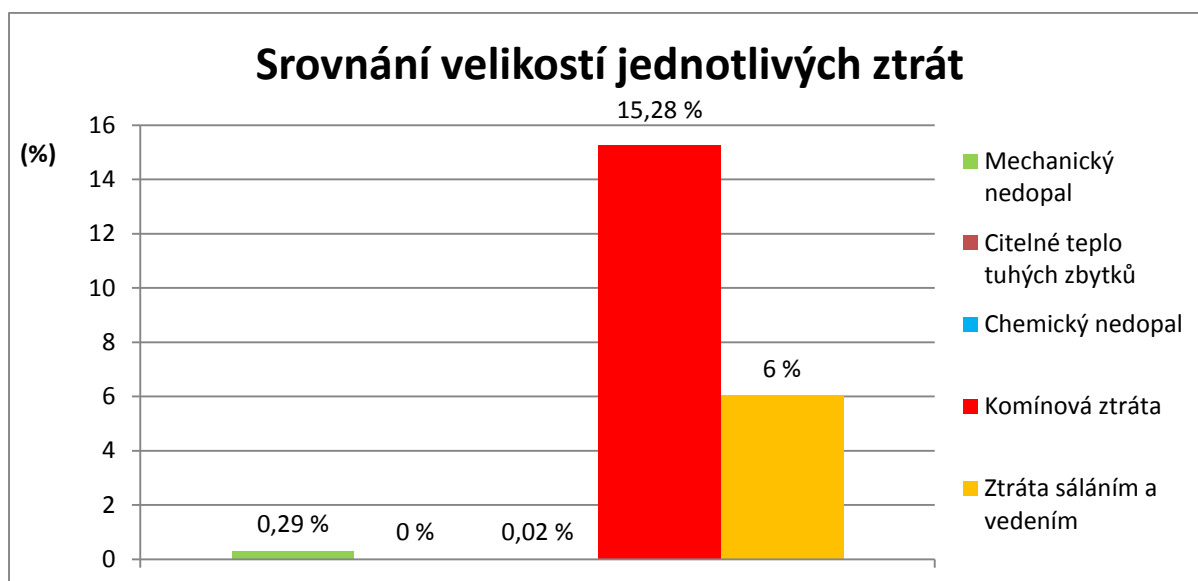
$$\eta_k = 1 - \xi_{mn} - \xi_f - \xi_{cn} - \xi_k - \xi_{sv}$$

$$\eta_k = 1 - 0,0029 - 0 - 0,0002 - 0,1528 - 0,06$$

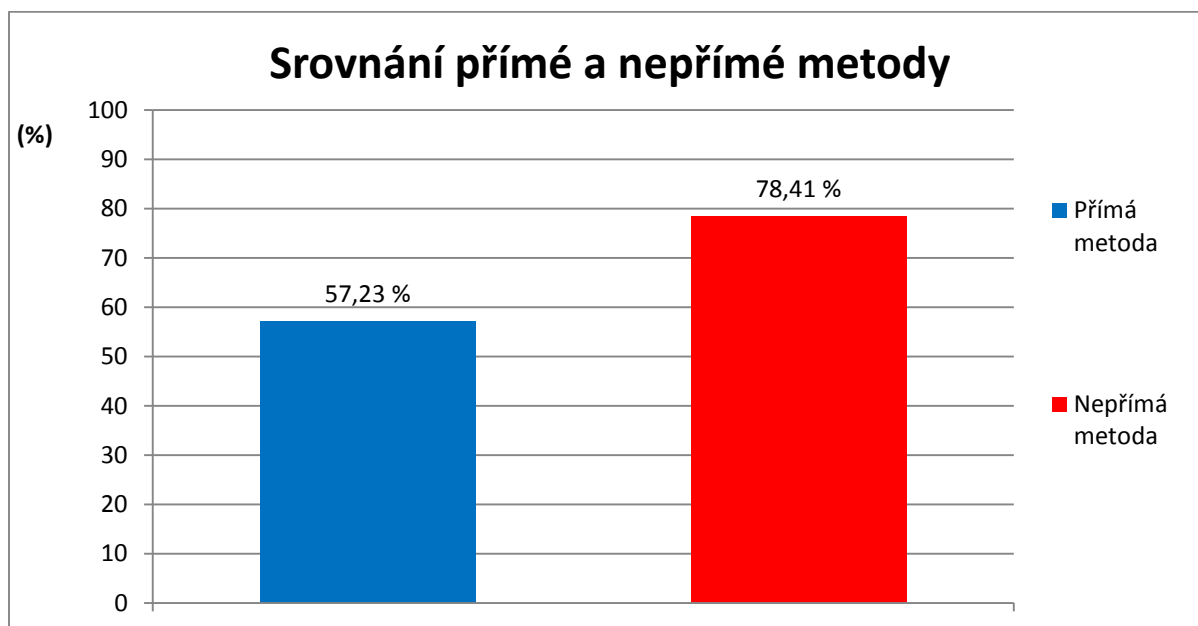
$$\eta_k = \mathbf{0,7841} \text{ (-)}$$

Tab. 2 Tabulka výsledků pro kotel spalující štěpku

	Nepřímá metoda		Přímá metoda
	Mechanický nedopal	0,29 %	
	Citelné teplo tuhých zbytků	0 %	
	Chemický nedopal	0,02 %	
	Komínová ztráta	15,28 %	
	Ztráta sáláním a vedením	6 %	
Celková účinnost		78,41 %	57,23 %



Obr. 8 Srovnání velikosti jednotlivých ztrát kotle spalujícího štěpku



Obr. 9 Srovnání přímé a nepřímé metody u kotle spalujícího štěpku

7. Vstupní hodnoty pro výpočet kotle spalujícího piliny

Při spalování pilin nebyly hodnoty ustálené jak u spalování štěpky. Důvodem bude větší vlhkost pilin a nižší provzdušněnost paliva (menší částice paliva mají za následek, že se jich dostane více do šneku a tedy méně vzduchu). Zvolen byl časový úsek od 12:50 do 13:50.

Začátek odběru hodnot	12:50	hh:mm
Konec odběru hodnot	13:50	hh:mm
Průměrná teplota spalin za kotlem	180,5	°C
Průměrný průtok vody	8,58	m ³ /h
Průměrná teplota výstupní vody	75,8	°C
Průměrná teplota vratné vody	64,9	°C
Průměrná teplota v komoře 1	949,3	°C
Průměrná teplota v komoře 2	1175,4	°C
Hmotnostní tok dodávaného paliva	29,1	kg/h
Průměrná hodnota NO	104,17	mg/m ³
Průměrná hodnota CO	288,08	mg/m ³
Průměrná hodnota SO ₂	0	mg/m ³
Průměrná hodnota O ₂	10,19	%

7.1. Rozbor paliva

C ^r	=	38,049	hm.%	W ^r	=	22,299	hm.%
H ^r	=	4,772	hm.%	A ^r	=	0,922	hm.%
S ^r	=	0,009	hm.%	Q _s	=	15278,74	kJ/kg
O ^r	=	33,749	hm.%	Q _i ^r	=	13678,15	kJ/kg
N ^r	=	0,189	hm.%				

7.2. Podmínky měření

Teplota vzduchu	19,5	(°C)
Vlhkost vzduchu	20,4	(%)
Tlak	1021,8	(hPa)

7.3. Pomocné výpočty

Tabulkové hodnoty jsou brány z internetových tabulek ([9]) a dále přepočítány pomocí lineární interpolace na požadovanou vstupní hodnotu. Převod emisních hodnot je dělán pomocí internetového převaděče ([8]). Tyto pomocné výpočty jsou dále dosazovány do vzorců na stanovení účinnosti.

Hustota vody při 70,35 °C	977,79	kg/m ³
Kapacita vody při 75,8 °C	4,186	kJ/kgK
Kapacita vody při 64,9 °C	4,187	kJ/kgK
Hustota spalin při 180,5 °C	0,778	kg/m ³
Kapacita spalin při 180,5 °C	1,022	kJ/kgK
NO	78,83	ppm
CO	233,6	ppm
SO ₂	0	ppm

7.3.1. Výpočet hmotnostního toku vody

$$M_w = \dot{V}_w \cdot \rho_{H_2O}$$

$$M_w = 8,58 \cdot 977,79$$

$$M_w = 8389,4 \left(\frac{kg}{h} \right)$$

7.3.2. Jmenovitý výkon kotle

$$Q_1 = M_w \cdot (i_{w2} - i_{w1})$$

$$Q_1 = M_w \cdot (c_{w1} \cdot t_{w1} - c_{w2} \cdot t_{w2})$$

$$Q_1 = \frac{8389,4 \cdot (4,186 \cdot 75,8 - 4,187 \cdot 64,9)}{3600 [s]}$$

$$Q_1 = 106,23 (kW)$$

7.3.3. Výpočet objemů vzduchu

Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$V_{O_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right)$$

$$V_{O_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,38049}{12,01} + \frac{0,04772}{4,032} + \frac{0,00009}{32,06} - \frac{0,33749}{32} \right)$$

$$V_{O_2min} = 0,738 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$V_{SVmin} = \frac{V_{O_2min}}{0,21}$$

$$V_{SVmin} = \frac{0,738}{0,21}$$

$$V_{SVmin} = 3,516 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$V_{VVmin} = f \cdot V_{SVmin}$$

$$V_{VVmin} = 1,005 \cdot 3,516$$

$$V_{VVmin} = 3,531 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu

$$V_{H_2O}^V = V_{VVmin} - V_{SVmin}$$

$$V_{H_2O}^V = 3,531 - 3,516$$

$$V_{H_2O}^V = 0,016 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

7.3.4. Součinitel přebytku vzduchu

$$\alpha = \frac{21}{21 - \omega_{O_2}}$$

$$\alpha = \frac{21}{21 - 10,19}$$

$$\alpha = 1,943 (-)$$

7.3.5. Výpočet objemů spalin

Objem oxidu uhličitého

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,003 \cdot V_{SVmin}$$

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,38049 + 0,003 \cdot 3,516$$

$$V_{CO_2} = 0,706 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem oxidu siřičitého

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r$$

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,00009$$

$$V_{SO_2} = 0,0001 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem dusíku

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot V_{SVmin}$$

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,00189 + 0,7805 \cdot 3,516$$

$$V_{N_2} = 2,745 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem argonu

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot V_{SVmin}$$

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot 3,516$$

$$V_{Ar} = 0,032 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem suchých spalin

$$V_{SSmin} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{Ar}$$

$$V_{SSmin} = 0,706 + 0,0001 + 2,745 + 0,032$$

$$V_{SSmin} = 3,484 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem suchých spalin za přebytku vzduchu

$$V_{SS} = V_{SSmin} \cdot \alpha$$

$$V_{SS} = 3,484 \cdot 1,943$$

$$V_{SS} = 6,768 \left(\frac{m^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

$$V_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,035} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + V_{H_2O}^V$$

$$V_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,035} \cdot 0,04772 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,22299 + 0,016$$

$$V_{H_2O}^S = 0,823 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Minimální objem vlhkých spalin

$$V_{VSmin} = V_{SSmin} + V_{H_2O}^S$$

$$V_{VSmin} = 3,484 + 0,823$$

$$V_{VSmin} = 4,307 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Objem spalin z 1 kg paliva za přebytku vzduchu

$$V_{VS} = V_{VSmin} + (\alpha - 1) \cdot V_{VVmin}$$

$$V_{VS} = 4,307 + (1,943 - 1) \cdot 3,531$$

$$V_{VS} = 7,636 \left(\frac{Nm^3}{kg_{pal}} \right)$$

Skutečný objem spalin

$$V_{SP} = V_{VS} \cdot \frac{273 + t_{sp}}{273} \cdot \frac{0,101325}{p_b}$$

$$V_{SP} = 7,636 \cdot \frac{273 + 180,5}{273} \cdot \frac{0,101325}{0,10218}$$

$$V_{SP} = 12,579 \left(\frac{m^3}{kg_{pal}} \right)$$

8. Výpočet účinností kotle spalujícího piliny

V této kapitole je spočítaná účinnost kotle spalujícího piliny. Do vzorců jsou dosazované hodnoty z pomocných výpočtů, které jsou uvedeny v předchozí kapitole. Postup je stejný jako u výpočtu účinnosti kotle spalujícího dřevní štěpku.

8.1. Přímá metoda

$$\eta_k = \frac{Q_1}{Q_i^r \cdot M_{pv}}$$

$$\eta_k = \frac{106,23}{13678,15 \cdot \frac{29,1}{3600 [s]}}$$

$$\eta_k = 0,9608 (-)$$

8.2. Nepřímá metoda

$$\eta_k = 1 - \xi_{mn} - \xi_f - \xi_{cn} - \xi_k - \xi_{sv} (-)$$

8.2.1. Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích (mechanický nedopal)

$$\xi_{mn} = \frac{Q_c \cdot A^r \cdot C_r \cdot X_r}{Q_i^r \cdot (1 - C_r)}$$

$$\xi_{mn} = \frac{32600 \cdot 0,00922 \cdot 0,12 \cdot 1}{13678,15 \cdot (1 - 0,12)}$$

$$\xi_{mn} = 0,0030 (-)$$

8.2.2. Ztráta citelným teplem tuhých zbytků

$$\xi_f = 0 (-)$$

8.2.3. Ztráta hořlavinou ve spalinách (chemický nedopal)

$$\xi_{cn} = (1 - \xi_{mn}) \cdot \frac{V_{SS} \cdot \omega_{CO} \cdot Q_{nCO}}{Q_i^r}$$

$$\xi_{cn} = (1 - 0,0030) \cdot \frac{6,768 \cdot 0,0002336 \cdot 12610}{13678,15}$$

$$\xi_{cn} = 0,0014 (-)$$

8.2.4. Ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)

$$\xi_k = (1 - \xi_{mn}) \cdot \frac{V_{SP} \cdot \overline{c_{sp}} \cdot (t_{sp} - t_{vz})}{Q_i^r}$$

$$\xi_k = (1 - 0,0030) \cdot \frac{12,579 \cdot 1,022 \cdot (180,5 - 19,5)}{13678,15}$$

$$\xi_k = 0,1506 (-)$$

8.2.5. Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením

Ztráta byla zvolena stejně jako v kapitole 6.2.5.

$$\xi_{sv} = 0,06 (-)$$

8.2.6. Celková účinnost kotle metodou nepřímou

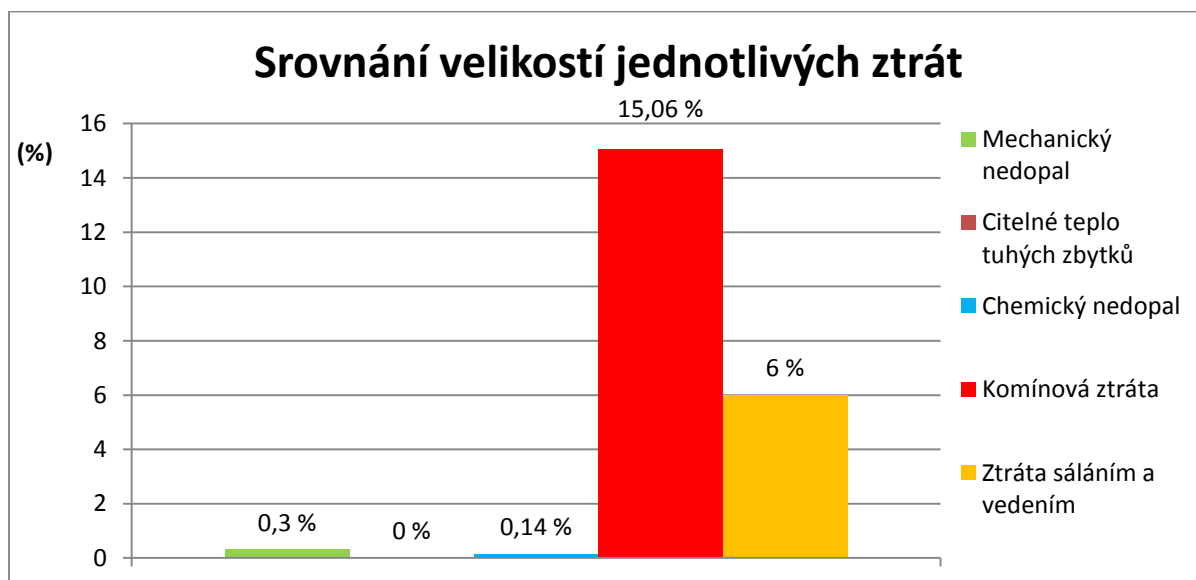
$$\eta_k = 1 - \xi_{mn} - \xi_f - \xi_{cn} - \xi_k - \xi_{sv}$$

$$\eta_k = 1 - 0,0030 - 0 - 0,0014 - 0,1506 - 0,06$$

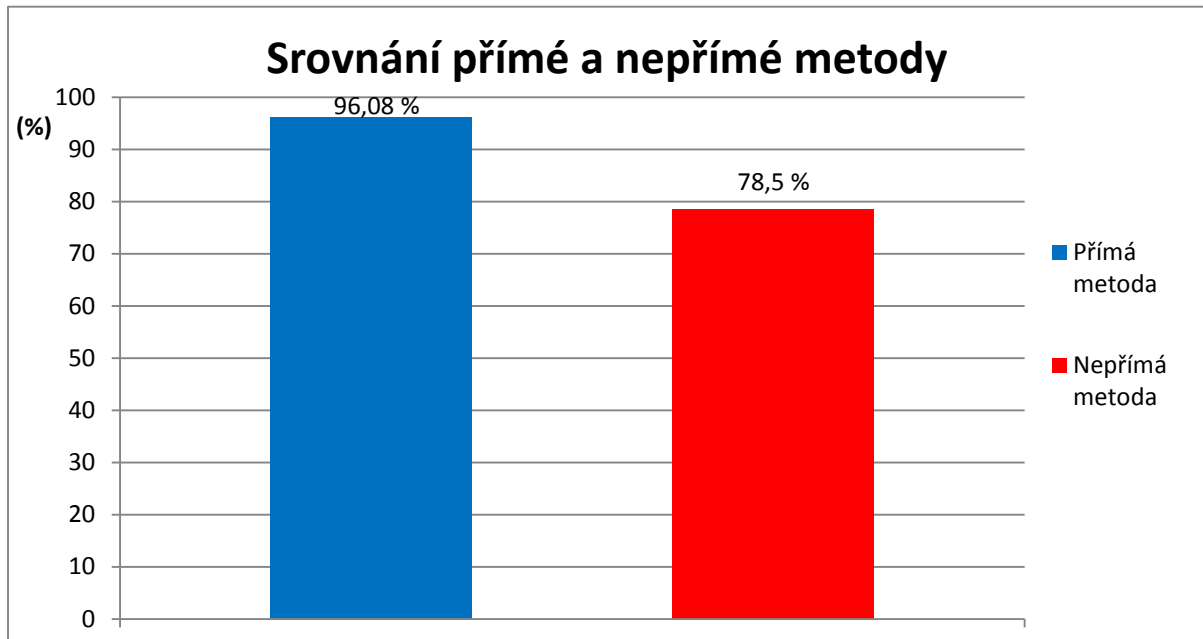
$$\eta_k = 0,7850 (-)$$

Tab. 3 Tabulka výsledků pro kotel spalující piliny

	Nepřímá metoda		Přímá metoda
	Mechanický nedopal	0,3 %	
	Citelné teplo tuhých zbytků	0 %	
	Chemický nedopal	0,14 %	
	Komínová ztráta	15,06 %	
	Ztráta sáláním a vedením	6 %	
Celková účinnost	78,5 %		96,08 %



Obr. 10 Srovnání velikosti jednotlivých ztrát kotle spalujícího piliny



Obr. 11 Srovnání přímé a nepřímé metody u kotle spalujícího piliny

9. Vyhodnocení účinností kotle spalujícího štěpku a piliny

Srovnání výpočtu účinností kotle spalujícího štěpku vychází zajímavě. Důvodem jsou velice rozdílné hodnoty účinností, kde přímou metodou je účinnost kotle 57,23 % a nepřímou metodou účinnost vyšla 78,41 %.

Účinnost stanovena přímou metodou je velice nízká, tak je chyba patrně v této metodě. Důvodů může být několik. Mohou být způsobené chybou měření a to v nepřesnosti měření průtoku vody. Ale tato chyba by neměla způsobit takový rozdíl ve vypočtených účinnostech. Další nepřesnost může být způsobena kolísáním výhřevnosti paliva, kdy se do kotle nejprve dostanou malé části paliva a následně větší. Také mohla být nepřesně změřena vlhkost paliva, kde byl změřen pouze vzorek, který mohl mít mírně jiné vlastnosti než celek (palivo bylo uskladněné v pytlích, proto mohla být jiná vlhkost na povrchu a jiná uvnitř). Další problém mohl být v určení hmotnosti paliva dodávaného do kotle. U štěpky jsou rozdílné kusy paliva, proto do kotle není dodávána konstantní hmotnost. Řešením problémů s palivem by bylo štěpku dodávat co nejjemnější, aby měla homogenní vlastnosti.

U výpočtu účinnosti nepřímou metodou by měl být výsledek dostatečně přesný. Největší podíl na ztrátách kotle má citelné teplo spalin (komínová ztráta), která má hodnotu větší než 15 % a ztráta sdílením tepla do okolí (6 %). Tato ztráta je větší, než u běžných kotlů, díky konstrukci měřeného kotle. Ostatní ztráty jsou proti těmto dvěma zanedbatelné. Ještě by mohl být rozdíl ve ztrátě sdílením tepla do okolí, protože hodnota této ztráty byla převzata z jiné literatury ([5]).

Nicméně oba výpočty jsou závislé hlavně na výhřevnosti paliva. Ta se určí pomocí vlhkosti paliva, proto může být výhřevnost spočítána nepřesně.

Při srovnání účinností kotle spalujícího piliny nastal opačný problém, kdy je účinnost přímou metodou vysoká (96,08 %) oproti účinnosti nepřímou metodou (78,5 %). Jelikož je velikost účinnosti nepřímou metodou téměř shodná s výpočtem účinnosti kotle spalujícího štěpku, bude chyba opět ve výpočtu přímou metodou.

U výpočtu účinnosti kotle spalujícího piliny může být problém způsobený větším kolísáním vstupních hodnot do výpočtů. U přímé metody jsou nestálé hodnoty průtoku vody kotlem viz. Obr. 2 a teploty vody výstupní a vratné viz. Obr.4. Z grafů je patrné, že náhle vzrostl průtok vody kotlem, a průběh výstupní a vratné vody nebyl stálý. Hodnoty těchto teplot kolísaly poměrně hodně.

Při výpočtu nepřímé metody jsou hodnoty téměř totožné jako u kotle spalujícího štěpku. Tyto ztráty se liší pouze v desetínách procent. U ztráty hořlavinou ve spalinách je hodnota 7-krát vyšší než u kotle spalujícího štěpku. Přesto má tato hodnota velikost pouze 0,14 %.

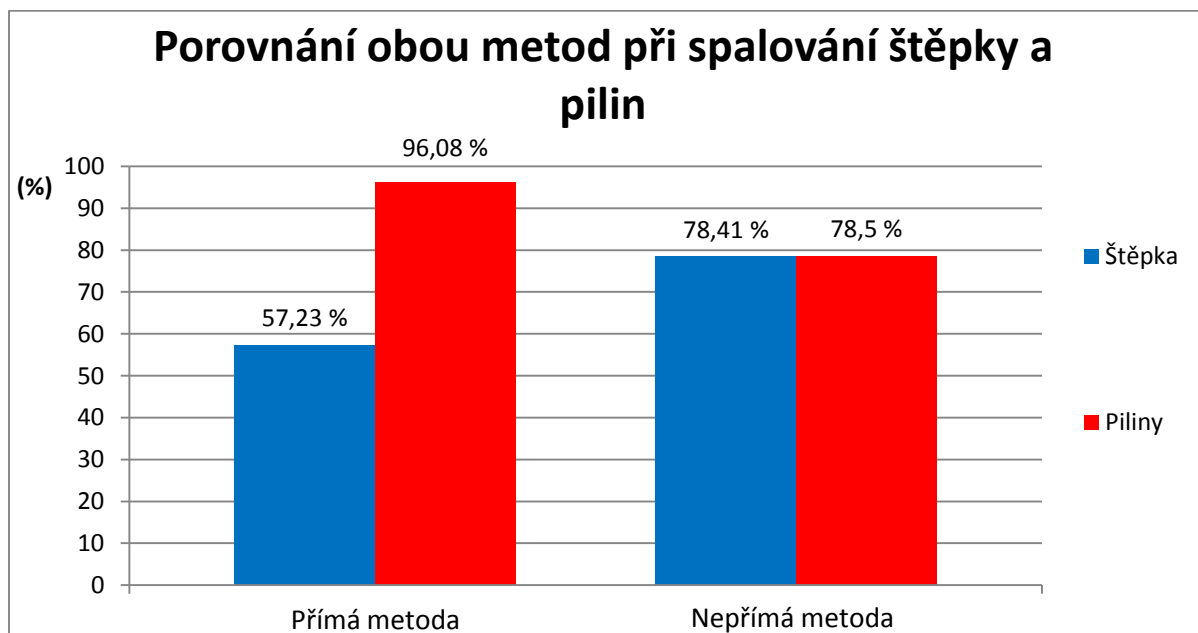
10. Srovnání přímé a nepřímé metody na stanovení účinností kotle spalujícího štěpku a piliny

Z Obr. 12 je patrné, že účinnost počítaná nepřímou metodou je přibližně stejná u obou druhů paliva, což bylo očekáváno. Jednotlivé ztráty jsou zhruba stejné. Největší podíl na snížení účinnosti má ztráta citelným teplem spalin (více než 15 %) a ztráta sdílením tepla do okolí (6 %). Ostatní ztráty jsou vzhledem k těmto dvěma zanedbatelné. Jedná se o ztrátu hořlavinou v tuhých zbytcích (max. 0,3 %), dále ztrátu citelným teplem tuhých zbytků (0 %) a ztrátu hořlavinou ve spalinách (0,02 %, respektive 0,14 %). Tyto podíly jsou zobrazeny na Obr. 8 pro kotel spalující štěpku a na Obr. 10 pro kotel spalující piliny.

Při srovnávání účinností spočítaných přímou metodou je rozdíl necelých 39 %. Problémy vzniklé s výpočtem účinností přímou metodou mohou být na straně výkonu nebo příkonu kotle. Ke stanovení výkonu kotle se měří teploty vratné a výstupní vody, což není složité změřit. Potíže mohou nastat u měření průtoku vody, ale tato chyba by byla stejná pro oba druhy paliva (účinnost by se snížila nebo zvýšila pro obě paliva). Na straně příkonu kotle jsou problematictější veličiny pro přesné určení. Jedná se o výhřevnost a hmotnostní tok paliva. Výhřevnost je závislá na vlhkosti, která byla změřena ze vzorku odebraného z horní části zásobníku. Chyba mohla vzniknout tímto nevhodným odběrem vzorku paliva. Hmotnostní tok paliva byl stanoven průměrem ze čtyř měření. Každé trvalo 2 minuty a následně byla hodnota vynásobena 30-ti, aby se získal průtok za hodinu. V každém měření byly lehce odlišné hodnoty. Z toho vyplývá, že určit přesný hmotnostní tok paliva dodávaného do kotle je obtížné. Těchto problémů s palivem by jsme se zbavili zvolením lepší formy paliva, např. pelet, kde je zaručena výhřevnost výrobcem a měření hmotnostního toku paliva by bylo přesnější.

U kolísání parametrů paliva (výhřevnosti) jsou na tom lépe piliny, protože jsou drobnější a do kotle jsou přiváděny konstantně, zatímco u štěpky nejdříve propadnou drobné částičky a následně velké prvky, které mohou mít jiné vlastnosti.

Srovnáním obou metod v Obr. 12 je patrné, že věrohodnější je určení účinnosti nepřímou metodou, kde se pro obě paliva účinnost kotle téměř vyrovnala. Naopak u výpočtu účinností kotle přímou metodou jsou hodnoty naprosto rozdílné.



Obr. 12 Porovnání výpočtů účinností kotle spalujícího štěpku a piliny přímou a nepřímou metodou

11. Závěr

Cílem této práce bylo provést rešerši přímé a nepřímé metody na stanovení účinností kotlů, teoretické porovnání obou metod a následně jejich experimentální srovnání. Práce je rozdělena na dvě hlavní části a to část teoretickou a experimentální.

První část je zaměřena na seznámení s problematikou určení účinností kotlů. Zde jsou popsány metody na stanovení účinností kotlů - přímá a nepřímá.

Přímá metoda je založena na poměru výkonu a příkonu kotle. Zde je potřeba znát průtok paliva, což může být problém u kotle spalujícího tuhá paliva. Naopak je tato metoda vhodná pro výpočet účinností kotle spalujícího kapalná nebo plynná paliva, kde lze přesně určit hmotnostní tok paliva do kotle.

Nepřímá metoda počítá s tepelnými ztrátami kotle. Touto metodou zjistíme velikost jednotlivých ztrát. Nejvyšší ztrátou v praxi bývá ztráta citelným teplem spalin, tak pro poměrně přesné určení účinnosti stačí spočítat tuto ztrátu.

V druhé části je popsán výpočet účinností kotle spalujícího dřevní štěpku a piliny. Měření probíhalo na tepelné soustavě tvořené zplyňovací komorou GEMOS ZKG a výměníkem GEMOS KWH.

Jsou zde počítány účinnosti přímou metodou, kde bylo třeba spočítat jmenovitý výkon kotle, dále změřit hmotnostní tok paliva a určit jeho výhřevnost. Měření hmotnostního toku paliva nebylo složité, protože je příznivá konstrukce podávacího ústrojí se dvěma šneky. Výhřevnosti se určily ze změřených vlhkostí jednotlivých paliv, kde menší výhřevnost mají piliny, protože mají větší vlhkost.

Dále jsou zde popsány výpočty účinností kotle metodou nepřímou, které postupují podle normy ČSN 07 0305. K těmto výpočtům jsou potřeba pomocné výpočty, kterými byly určeny obsahy spalin. Ostatní hodnoty, jako jsou teploty spalin, teplota okolního vzduchu a další, byly změřeny v provozu.

Výsledky výpočtů přímou metodou jsou velice rozdílné. Při výpočtu kotle spalujícího dřevní štěpku vyšla účinnost **57,23 %**, zatímco při výpočtu kotle spalujícího piliny vyšla **96,08 %**. Tento rozdíl může být způsobený vlastnostmi paliva (výhřevnost), nestálým průběhem měřených veličin a chybou měření.

Naopak u výsledků účinností počítaných metodou nepřímou vyšly hodnoty účinností kotle téměř stejné. Pro dřevní štěpku je účinnost **78,41 %** a pro piliny je **78,5 %**, přičemž nejvyšší podíl na ztrátách kotle má ztráta citelným teplem spalin (více než 15 %) a ztráta sdílením tepla do okolí (6%). Ostatní ztráty jsou vzhledem k těmto dvěma hodnotám zanedbatelné.

Přesnější tedy je výpočet nepřímou metodou.

Srovnáním teoretické rešerše stanovení účinností kotle nepřímou metodou a počítaných hodnot se potvrdila ztráta citelným teplem spalin jako největší. Ztráta sdílením tepla do okolí je poměrně vysoká, nicméně je závislá na konstrukci kotle a ve výpočtu byla hodnota této ztráty převzata z jiné literatury. U dalších ztrát byly vypočtené poměrně nízké hodnoty, které by odpovídaly teoretickým údajům účinnosti kotle. U ztráty hořlavinou ve spalinách se potvrdilo, že palivo s nižší výhřevností má tuto ztrátu vyšší.

Při stanovení účinnosti přímou metodou vyšly účinnosti rozdílné, a to z důvodu nepřesnosti měření. Hmotnostní tok paliva vzhledem ke konstrukci přiváděcích šneků nebyl problém určit, ale přesnost není zaručena. Další chyba je způsobena výhřevností paliva, což je klíčová veličina ve všech výpočtech.

Z porovnání výsledků tedy vyplývá, že věrohodnější výpočet účinností kotle je metodou nepřímou.

Seznam použitých zdrojů

- [1] BALÁŠ, M. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009, 109 s. ISBN 978-80-214-3955-9.
- [2] ČERNÝ, V., B. JANEBA a J. TEYSSLER. *Parní kotle*. 1. vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983, 858 s., 2 příl. Technický průvodce (SNTL-Nakladatelství technické literatury).
- [3] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 212 s. ISBN 80-01-02591-8.
- [4] HORÁK, J., P. KUBESA, J. DVOŘÁK, F. HOPAN, K. KRPEC, Z. MIKULOVÁ a Z. KYSUČAN. *Jak si doma změřit účinnost spalovacího zařízení a lze účinnost nějak zvětšit?* TZB-info, prosinec 2012, ISSN 1801-4399. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/9434-jak-si-doma-zmerit-ucinnost-spalovaciho-zarizeni-a-lze-ucinnost-nejak-zvetsit>
- [5] KOIŠ, J. *Výpočtový model kotle KWH*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 86 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.
- [6] KOLONIČNÝ, J., V. BOGOCZOVÁ a J. HORÁK. *Postupy správného topení*. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2010, 130 s., ISBN: 978-80-248-2255-6. Dostupné z: <http://www.biomasa-info.cz/cs/doc/Topeni.pdf>
- [7] ČSN 07 0305. *Hodnocení kotlových ztrát*. Praha: Český normalizační institut, 1.7.1984. 36 s.
- [8] Converter Parts Per Million. *LENNTECH*. [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.lenntech.com/calculators/ppm/converter-parts-per-million.htm>
- [9] Tools and Basic Information for Design, Engineering and Construction of Technical Applications. *THE ENGINEERING TOOLBOX*. [online]. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.engineeringtoolbox.com/>
- [10] Výměníky KWH. *GEMOS CZ, spol. s.r.o.* [online]. [cit. 2015-05-04]. Dostupné z: <http://www.gemos.net/clanky/vymeniky-kwh/vymenik-kwh.html>

Seznam použitých symbolů a zkratek

<i>Symbol</i>	<i>Rozměr</i>	<i>Veličina</i>
A^r	(–)	celkový obsah popelovin v palivu
a	(–)	konstanta pro výpočet ztráty hořlavinou ve spalínách
C_i	(–)	obsah hořlavin v uvažovaném druhu tuhých zbytků
c_i	(kJ/kgK)	měrné teplo tuhých zbytků popela
\overline{c}_{sp}	(kJ/kgK)	střední měrná kapacita spalin
c_{w1}, c_{w2}	(kJ/kgK)	měrná tepelná kapacita vody na vstupu a výstupu z kotle
f	(–)	součinitel poměrného zvětšení objemu suchého vzduchu o objem vodní páry při dané relativní vlhkosti
i'	(kJ/kg)	měrná entalpie odluhu na bodu varu
i_i	(kJ/kg)	měrná entalpie tuhých zbytků
i_{mp1}, i_{mp2}	(kJ/kg)	měrná entalpie páry před a za přehřívákem
i_{nv}	(kJ/kg)	měrná entalpie napájecí vody
i_p	(kJ/kg)	měrná entalpie vyrobené páry
I_{sp}	(kJ/kg)	entalpie (tepelný obsah) spalin
I_{vz}	(kJ/kg)	entalpie (tepelný obsah) vzduchu
$I_{vz\ min}$	(kJ/kg)	entalpie vzduchu bez přebytku vzduchu
i_{w1}, i_{w2}	(kJ/kg)	měrná entalpie vody na výstupu a vstupu do kotle
k	(–)	součinitel pro výpočet komínové ztráty
M_{mp}	(kg/s)	hmotnostní tok přehřáté páry
M_{od}	(kg/s)	hmotnostní tok odluhu
M_{pp}	(kg/s)	hmotnostní tok vyrobené páry
M_{pv}	(kg/s)	hmotnostní tok dodávaného spalovaného paliva
M_w	(kg/s)	hmotnostní tok vody, který prochází kotlem
p''	(MPa)	parciální tlak vodní páry na mezi sytosti
p_b	(MPa)	barometrický tlak
Q_1, Q_2	(kW)	využitá a dodaná teplo (výkon a příkon)
Q_C	(kJ/kg)	výhřevnost hořlavin uvažovaného druhu tuhých zbytků
Q_{ipu}	(kJ/kg)	výhřevnost uhelného prášku
Q_i^r	(kJ/kg)	výhřevnost spalovaného paliva
Q_{ni}	(kJ/m ³)	výhřevnost jednotlivých složek nespáleného plynu
Q_s	(kJ/kg)	spálené teplo
Q_{vz}	(kW)	příkon vzduchu ohřátého cizím zdrojem
t_i	(°C)	teplota uvažovaného druhu tuhých zbytků
t_{sp}	(°C)	teplota spalin odcházejících z kotle
t_{vz}	(°C)	teplota vzduchu vstupujícího do kotelního zařízení
t_{w1}, t_{w2}	(°C)	teplota vody na výstupu a vstupu do kotle
$V_{H_2O}^S$	(Nm ³ /kg)	objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin
$V_{H_2O}^V$	(Nm ³ /kg)	objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu
$V_{O_2\ min}$	(Nm ³ /kg)	minimální objem kyslíku pro dokonalé spálení 1 kg paliva
V_i	(Nm ³ /kg)	objem složky spalin
V_{SP}	(m ³ /kg)	skutečný objem spalin
V_{SS}	(m ³ /kg)	objem suchých spalin na 1 kg paliva
$V_{SS\ min}, V_{VS\ min}$	(Nm ³ /kg)	minimální objem suchých spalin a vlhkých na 1 kg paliva
$V_{SV\ min}$	(Nm ³ /kg)	minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva
V_{VS}	(Nm ³ /kg)	objem vlhkých spalin na 1 kg paliva

<i>Symbol</i>	<i>Rozměr</i>	<i>Veličina</i>
V_{VVmin}	(Nm ³ /kg)	minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva
\dot{V}_w	(m ³ /h)	průměrný průtok vody kotlem
W^r	(-)	obsah vody v palivu (vlhkost paliva)
ΔW	(-)	hmotnost vody v kg odpařené v mlecím okruhu z 1 kg surového uhlí
X_i	(-)	podíl popele vyjadřující bilanci popele
α	(-)	součinitel přebytku vzduchu
η_k	(-)	účinnost kotle
η_{od}	(-)	účinnost odlučováku prášku
ξ_{cn}	(-)	ztráta chemickým nedopalem
ξ_f	(-)	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
ξ_k	(-)	komínová ztráta
ξ_{mn}	(-)	ztráta mechanickým nedopalem
ξ_{sv}	(-)	ztráta sdílením tepla do okolí
ρ_{H_2O}	(kg/m ³)	hustota vody
φ_{vz}	(%)	relativní vlhkost vzduchu
ω_i	(m ³ /m ³)	objemový díl nespáleného plynu

Seznam tabulek

Tab. 1	Typické hodnoty obsahu uhlíku v tuhých zbytcích (C_i) a poměrného rozdělení popele (X_i) [1, str. 36]	14
Tab. 2	Tabulka výsledků pro kotel spalující štěpku	29
Tab. 3	Tabulka výsledků pro kotel spalující piliny	36

Seznam obrázků

Obr. 1	Měřené tepelné zařízení.....	18
Obr. 2	Průběh průtoku vody v kotli	19
Obr. 3	Průběh teploty spalin za kotlem	20
Obr. 4	Průběhy teplot výstupní a vratné vody	20
Obr. 5	Průběh obsahu O_2 ve spalinách	21
Obr. 6	Průběh obsahu CO ve spalinách	21
Obr. 7	Snímek termokamery - dvířka zplyňovací komory	28
Obr. 8	Srovnání velikosti jednotlivých ztrát kotle spalujícího štěpku.....	29
Obr. 9	Srovnání přímé a nepřímé metody u kotle spalujícího štěpku	29
Obr. 10	Srovnání velikosti jednotlivých ztrát kotle spalujícího piliny	36
Obr. 11	Srovnání přímé a nepřímé metody u kotle spalujícího piliny.....	37
Obr. 12	Porovnání výpočtů účinností kotle spalujícího štěpku a piliny přímou a nepřímou metodou	39