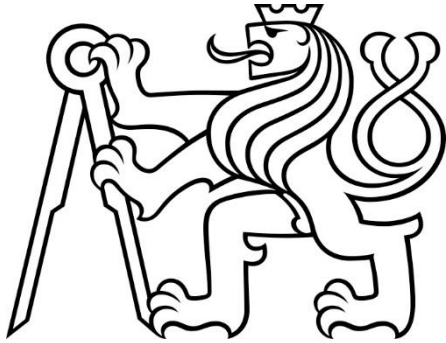


**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**  
**FAKULTA STROJNÍ**  
**ÚSTAV ENERGETIKY 12115**



Bakalářská práce

**Posouzení účinnosti biomasového  
horkovodního kotle z pohledu požadavků  
norem pro uvedení na trh**

*Vojtěch Mervart*

Vedoucí práce: Ing. Jakub Maščuch, Ph.D.

Praha, 4. června 2021

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mervart** Jméno: **Vojtěch** Osobní číslo: **484112**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav energetiky**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

## II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Posouzení účinnosti biomassového horkovodního kotle z pohledu požadavků norem pro uvedení na trh**

Název bakalářské práce anglicky:

**Evaluation of a Biomass Boiler Efficiency in the Context of Ekodesign Directive**

Pokyny pro vypracování:

ČVUT UCEEB vyvinulo mikrokogenerační jednotku Wave 120. Na základě zkušeností z tohoto vývoje a s ohledem na Vnitrostátní plán pro energetiku a klima ČR, který předpokládá razantní zvýšení využití biomasy v sektoru zásobování teplem, se ukazuje jako perspektivní upravit technologii spalovací komory a teplených výměníků pro horkovodní provoz. Proveďte:

- 1) Rešerši horkovodních kotlů na biomasu.
- 2) Rešerši požadavků Ekodesign případně dalších norem na uvažovaný typ zařízení.
- 3) Stanovení nutnosti instalace kondenzačního výměníku pro splnění norem pro uvedení na trh.
- 4) Kontrolní výpočet zadané geometrie ohniště z pohledu odhadu ztráty sáláním.

Seznam doporučené literatury:

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

**Ing. Jakub Maščuch, Ph.D., ústav energetiky FS**

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

Datum zadání bakalářské práce: **23.04.2021**

Termín odevzdání bakalářské práce: **04.06.2021**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2022**

Ing. Jakub Maščuch, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

---

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval svému vedoucímu Ing. Jakubu Maščuchovi, Ph.D. za vedení i cenné rady v koncepci práce. Také děkuji Ing. Jiřímu Šantínovi za návodné rady týkající se legislativy kotlů. Dále děkuji svým blízkým za podporu při studiu i při vypracovávání této práce.

---

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o etické přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

Beru na vědomí, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorského zákona, ve znění pozdějších předpisů, zejména skutečnost, že České vysoké učení technické v Praze má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona.

V Praze dne 4. června 2021

.....

České vysoké učení technické v Praze  
Fakulta strojní

© 2021 Vojtěch Mervart. Všechna práva vyhrazena.

*Tato práce vznikla jako školní dílo na Českém vysokém učení technickém v Praze, Fakultě strojní. Práce je chráněna právními předpisy a mezinárodními úmluvami o právu autorském a právech souvisejících s právem autorským. K jejímu užití, s výjimkou bezúplatných zákonných licencí, je nezbytný souhlas autora.*

### **Odkaz na tuto práci**

Mervart, Vojtěch. *Posouzení účinnosti biomasového horkovodního kotle z pohledu požadavků norem pro uvedení na trh*. Bakalářská práce. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2021.

---

# Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	Vojtěch Mervart
<b>Název BP:</b>	Posouzení účinnosti biomasového horkovodního kotle z pohledu požadavků norem pro uvedení na trh
<b>Anglický název:</b>	Evaluation of a Biomass Boiler Efficiency in the Context of Ekodesign Directive
<b>Akademický rok:</b>	2020/2021
<b>Ústav/Odbor:</b>	Ústav energetiky / Teoretický základ strojního inženýrství
<b>Vedoucí BP:</b>	Ing. Jakub Maščuch, Ph.D.
<b>Bibliografické údaje:</b>	Počet stran: 37 Počet obrázků: 2 Počet tabulek: 17 Počet příloh: 5
<b>Klíčová slova:</b>	Horkovodní kotel, tepelné ztráty, tepelná účinnost
<b>Keywords:</b>	Hot water boilers, heat losses, thermal efficiency
<b>Anotace:</b>	Tato bakalářská práce mapuje aktuální legislativu pro uvedení horkovodního kole na trh s výhledem na potenciální nové požadavky. V další části nabízí průzkum trhu horkovodních kotlů na biomasu o jmenovitém výkonu do 10 MW. Dále zahrnuje výpočty směřující k určení tepelné účinnosti navrhovaného horkovodního kotle s ohledem na splnění norem pro uvedení na trh. Značná část práce je věnována tepelným ztrátám kotle.
<b>Abstract:</b>	This bachelor thesis maps the current legislation for the marketing of the hot water wheel with a view to potential new requirements. In the next section, it offers a market survey of biomass hot water boilers up to 10 MW nominal output. It also includes calculations aimed at determining the thermal efficiency of the proposed hot water boiler with respect to meeting the standards for marketing. A significant part of the work is devoted to the heat losses of the boiler.

---

# Obsah

1.	Úvod.....	1
2.	Normy pro kotle na tuhá paliva.....	2
2.1.	ČSN 07 0021 .....	2
2.2.	Ekodesign – nařízení Komise (EU) 2015/1189.....	3
2.2.1.	Požadavky Ekodesign pro kotle na tuhá paliva o nominálním výkonu 120 kW:.....	3
2.3.	Definice paliva pomocí ČSN EN 303-5 .....	4
3.	Průzkum trhu horkovodních kotlů.....	5
3.1.	Rešerše horkovodních kotlů na biomasu .....	5
3.2.	Průzkum trhu.....	5
4.	Výpočtová část .....	9
4.1.	Volba okrajových podmínek.....	9
4.2.	Chemické složení paliva .....	10
4.3.	Výpočet minimálního objemu vlhkých spalin .....	10
4.4.	Vytvoření I-t diagramu spalin .....	12
4.5.	Teplota nechlazeného plamene .....	13
4.6.	Přibližná teplota rosného bodu spalin.....	14
4.7.	Tepelné ztráty kotle.....	15
4.7.1.	Ztráta mechanickým nedopalem – $Z_C$ .....	15
4.7.2.	Ztráta chemickým nedopalem – $Z_{CO}$ .....	16
4.7.3.	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků – $Z_f$ .....	16
4.7.4.	Ztráta sáláním pro zadané ohniště – $Z_{SV}$ .....	16
4.7.4.1.	Odhad $Z_{SV}$ pomocí prostupu tepla stěnami.....	17
4.7.4.2.	Odhad $Z_{SV}$ pomocí Gurvičova vzorce.....	19
4.7.4.3.	Porovnání výsledků z obou metod.....	23
4.7.5.	Ztráta citelným teplem spalin (komínová) – $Z_K$ .....	24
4.8.	Vztahy pro výpočet účinnosti a sezónní účinnosti kotle.....	24
4.9.	Teplota spalin za kotlem a sezónní účinnost kotle.....	26
4.10.	Tepelný výměník.....	27
5.	Závěr.....	28
	Literatura .....	29
	Přílohy .....	30

---

# 1. Úvod

V této práci posuzuji účinnost biomasového horkovodního kotle z pohledu požadavků norem pro uvedení na trh.

V druhé části práce jsem provedl rešerši vyhlášek a norem, které se týkají horkovodních kotlů, včetně podmínek certifikace Ekodesign, ačkoliv tato certifikace není v současné době udělována horkovodním kotlům. Jedním z hlavních důvodů je fakt, že naprostá většina horkovodních kotlů svým nominálním výkonem přesahuje horní hranici platnosti Ekodesignu.

Vzhledem k trendu úspor energií u nových zařízení (například zde [1], či zde [2]) považuji za pravděpodobné, že v budoucnu bude podobná certifikace povinná i pro horkovodní kotle. Z toho důvodu budu touto směrnici specifikované limity považovat za referenční i pro svou práci.

Třetí část jsem věnoval rešerši horkovodních kotlů na biomasu včetně průzkumu trhu s těmito zařízeními do tepelného výkonu 10 MW.

Čtvrtá část se skládá z výpočtové části. V té jsem na základě chemického složení paliva určil teplotu nechlazeného plamene ve spalovací komoře při různých přebytečných vzduchu. Následně jsem provedl kontrolní výpočty tepelných ztrát navrhovaného kotle se zadanou geometrií spalovací komory, kdy jsem hlavní pozornost zaměřil na odhad tepelné ztráty sáláním stěnami do okolí v kapitole 4.7.4. Tyto výpočty mi umožnily přibližně stanovit tepelnou a sezónní účinnost kotle.

S takovými znalostmi jsem určil právě takové okrajové podmínky, se kterými budou splněny požadavky pro uvedení zařízení na trh, včetně rozhodnutí o nezbytnosti instalace kondenzačního výměníku v kapitole 4.10.



## 2. Normy pro kotle na tuhá paliva

Tato část se blíže zabývá státní normou ČSN 07 0021 definující horkovodní kotel, státní normou ČSN EN 303-5, která definuje zkušební palivo kotle, a vyhláškou upravujícími požadavky na dosažení minimálního negativního dopadu výrobku na životní prostředí, též známou jako Ekodesign.

### 2.1. ČSN 07 0021

Tato státní norma z roku 1983 je stále platná a definuje horkovodní kotel od jmenovitého tepelného výkonu 1,1 MW [3]. Nejprve definuje typy horkovodních kotlů v závislosti na:

- druhu paliva a ohniště
  - KV – R s ohništěm pro spalování pevného paliva na roštu
  - KV – T s komorovým ohništěm s odstraňováním škváry v pevném stavu, pro spalování práškového paliva v plamenu
  - KV – Z s komorovým ohništěm s odstraňováním strusky v tekutém stavu, pro spalování práškového paliva v plamenu
  - KV – C s cyklonovým ohništěm pro spalování pevného paliva
  - KV – F s ohništěm pro spalování pevného paliva ve fluidní vrstvě
  - KV – M s ohništěm pro spalování kapalného paliva
  - KV – G s ohništěm pro spalování plynného paliva
  - KV – D s ohništěm pro spalování ostatních druhů paliva
- druhu a cirkulace
  - E s přirozenou cirkulací vody
  - P průtočný
  - P r s povzbuzenou cirkulací vody
  - K s kombinovanou cirkulací vody

Norma také definuje řadu jmenovitých tepelných výkonů od 1,1 MW do 220 MW a pro každý jmenovitý tepelný výkon stanovuje pracovní tlak vody na výstupu z kotlů od 0,9 MPa do 7,0 MPa. Viz *tabulka 1*, kde šedě zbarvené pole znamená, že daná kombinace je povolena normou.

*Tabulka 1: Pracovní tlak vody pro daný jmenovitý výkon dle ČSN 07 0021*

		Jmenovitý tep. výkon horkovodních kotlů [MW]												
		1,1	1,8	2,8	4,5	5,6	7,1	11	25	36	60	120	140	220
Pracovní tlak vody na výstupu z kotlů [MPa]	0,9													
	1,4													
	2,4													
	3,8													
	7,0													

Ve své bakalářské práci se však zabývám horkovodním kotlem o nominálním výkonu 120 kW (toto rozhodnutí je vysvětleno v úvodu *části 4*), a proto v *kapitole 4.1.* zvolím vlastní pracovní tlak vody.

Norma dále definuje teplotní spád při pracovním režimu a jmenovitou teplotu vody na vstupu a výstupu z kotle. Pro kotel na pevné palivo je základní teplotní spád 80 °C, nominální teplota vody na vstupu nejméně 70 °C a na výstupu alespoň 150 °C. [3]

## **2.2. Ekodesign – nařízení Komise (EU) 2015/1189**

Ekodesign je soubor parametrů (především celoroční energetická účinnost), které musí dodržet výrobce či dovozce výrobku spojeného se spotřebou energie při jeho uvedení na trh EU (případně do provozu). Od 1. ledna 2020 je tato certifikace povinná pro všechny nově uvedené kotle spadajících do oblasti působnosti směrnice.

Záměrem legislativy stanovující požadavky na ekodesign je podpořit rozšíření nejúčinnějších technologií, snížit tak spotřebu energie ve fázi používání výrobku a také snížit emise některých látek.

První požadavky na dosažení minimálního negativního dopadu výrobku na životní prostředí (z hlediska jeho celého životního cyklu) byly stanoveny v evropských směrniciích zacílených na teplovodní kotle na kapalná a plynná paliva, chladničky a předřadníky k zářivkám. Obecný rámec pro požadavky na ekodesign poprvé stanovila směrnice Evropského parlamentu a Rady 2005/32/ES, která byla o čtyři roky později nahrazena. [4]

Nařízení Komise (EU) 2015/1189, o požadavcích na ekodesign kotlů na tuhá paliva o jmenovitém výkonu 500 kW nebo méně, kterým se provádí požadavky směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES o stanovení rámce pro určení požadavků na ekodesign výrobků spojených se spotřebou energie.

Česká republika implementovala požadavky této směrnice do dvou dokumentů. Prvním je novela zákona č. 406/2000 Sb., o hospodaření energií (§ 8a). Druhým vyhláška č. 337/2011 Sb., o energetickém štítkování a ekodesignu výrobků spojených se spotřebou energie.

Jak již bylo řečeno v úvodu, certifikace Ekodesign se v současné době horkovodním kotlům neuděluje, případně horkovodní kotle o její udělení nežádají, nicméně její požadavky na sezónní účinnost kotle považují do budoucna za relevantní i pro horkovodní kotle, a proto své výsledky budu posuzovat vůči zde definovaným limitům.

### **2.2.1. Požadavky Ekodesign pro kotle na tuhá paliva o nominálním výkonu 120 kW:**

Kotel musí pro získání certifikace Ekodesign splnit následující podmínky pro preferenční palivo (biomasa) i pro jakékoli vhodné palivo pro kotel na tuhá paliva: [5]

- sezónní energetická účinnost vytápění vnitřních prostorů u kotlů se jmenovitým tepelným výkonem větším než 20 kW **nesmí být menší než 77 %**;

- sezónní emise **částic** (prach – TZL) z vytápění vnitřních prostorů nesmí být vyšší než **40 mg/m<sup>3</sup>** u kotlů s automatickým přikládáním a vyšší než **60 mg/m<sup>3</sup>** u kotlů s ručním přikládáním (při 10 % O<sub>2</sub>);
- sezónní emise **organických plynných sloučenin** (OGC) z vytápění vnitřních prostorů nesmí být vyšší než **20 mg/m<sup>3</sup>** u kotlů s automatickým přikládáním a vyšší než **30 mg/m<sup>3</sup>** u kotlů s ručním přikládáním (při 10 % O<sub>2</sub>);
- sezónní emise **oxidu uhelnatého** (CO) z vytápění vnitřních prostorů nesmí být vyšší než **500 mg/m<sup>3</sup>** u kotlů s automatickým přikládáním a vyšší než **700 mg/m<sup>3</sup>** u kotlů s ručním přikládáním (při 10 % O<sub>2</sub>);
- sezónní emise **oxidů dusíku** (NO<sub>x</sub>) z vytápění vnitřních prostorů vyjádřené ekvivalentem oxidu dusičitého (NO<sub>2</sub>) nesmí být vyšší než **200 mg/m<sup>3</sup>** u kotlů na biomasu a vyšší než **350 mg/m<sup>3</sup>** u kotlů na fosilní paliva;

### 2.3. Definice paliva pomocí ČSN EN 303-5

Tato norma je českou verzí evropské normy EN 303-5:2012. Zabývá se kotli pro ústřední vytápění na pevná paliva (s ruční i samočinnou dodávkou) o jmenovitém výkonu nejvýše 500 kW. Předmětem normy jsou však kotle pro otopné soustavy ústředního vytápění, ve kterých je teplotou nosnou látkou voda a nejvyšší dovolená teplota je 110 °C a které mohou být provozovány při nejvyšším dovoleném provozním tlaku 6 bar. [6]

Protože horkovodní kotel dle ČSN 07 0021 [3] má jmenovitou teplotu na výstupu kotle nejméně 150 °C, tak ČSN EN 303-5 není pro zadání mé práce relevantní norma. Definuje však druhy zkušební paliva na základě typu, obsahu vody a popela před zkouškou a výhřevnosti suchého základu. Z důvodu, že směrnice zabývající se Ekodesignem blíže nespecifikuje palivo, pro které se kotel certifikuje, aplikují definici zkušební paliva z ČSN EN 303-5.

Tabulka 2: Zkušební paliva dle ČSN EN 303-5 [6]

	Černé uhlí		Hnědé uhlí (včetně briquet)		Koks		Antracit	Kulatina	Štěpky		Slisované dřevo	Piliny	Nedřevní biomasa nebo rašelina	
	a1	a2	b1	b2	c1	c2	d	A	B1	B2	C	D	E, e	
Obsah vody (před zkouškou)	≤ 11 %		≤ 20 %		≤ 5 %		≤ 5 %	12 % až 20 %	20 % až 30 %	40 % až 50 %	≤ 12 %	25 % až 50 %	Podle specifikace výrobce nebo EN 14961 (všechny části)	
Obsah popela <sup>a</sup> (před zkouškou)	2 % až 7 %		5 % až 20 %		5 % až 15 %		5 % ± 3 %	≤ 1 %	≤ 1,5 %		≤ 0,5 %	≤ 0,5 %		
Těkavé látky <sup>a</sup> (před zkouškou)	15 % až 30 %	> 30 %	40 % až 50 %	50 % až 60 %	< 6 %	8 % ± 2 %	< 10 %	–	–	–	–	–		
Obsah chlóru <sup>a</sup>	–		–		–		–	–	–	–	–	–		–
Obsah síry <sup>a</sup>	–		–		–		–	–	–	–	–	–		–
Obsah dusíku <sup>a</sup>	–		–		–		–	–	–	–	–	–	–	
Výhřevnost <sup>b</sup>	> 28 MJ/kg		> 12,5 MJ/kg		> 28 MJ/kg		> 28 MJ/kg	> 17 MJ/kg	> 17 MJ/kg		> 17 MJ/kg	> 17 MJ/kg	> 16 MJ/kg	
Velikost/délka	Podle pokynů výrobce <sup>c</sup>												–	
<sup>a</sup>	% hmotnosti na suchém základu.													
<sup>b</sup>	Suchý základ.													
<sup>c</sup>	Maximálně 5 % hmotnosti zkušební paliva může mít větší rozměr nebo menší rozměr.													

---

## 3. Průzkum trhu horkovodních kotlů

V kapitole 3.1 popisují získaná data při internetovém vyhledávání článků týkajících se horkovodních kotlů spalujících biomasu. V navazující kapitole 3.2 shrnuji data získaná průzkumem trhu dostupných provedení horkovodních a parních kotlů s výkonem do 10 MW z produktových listů a katalogů dostupných z webových stránek výrobců a dodavatelů těchto zařízení.

### 3.1. Rešerše horkovodních kotlů na biomasu

K tomuto kroku jsem využil dva vyhledávací portály – ScienceDirect a Google Scholar. Po zadání anglických klíčových slov „hot-water boiler“, „biomass“, „wood chip“ a různých výkonů od 1 MW do 10 MW se mi v žádné kombinaci nepodařilo najít relevantní články či výsledky.

### 3.2. Průzkum trhu

Průzkum byl rozšířen o parní kotle s generováním páry do 1 tuny za hodinu. Zejména proto, abych zjistil, zda se parní kotle o takto nízkých výkonech vyrábí, protože jejich hlavní vlastností je přenos velkého množství energie.

Především jsem se ale zaměřil na horkovodní kotle s teplotou vody na výstupu nejméně 110 °C. Horní limit výkonu jsem stanovil na 10 MW, ale zaměřil jsem se na zařízení s co nejnižším výkonem.

Při hledání jsem zpočátku nerozlišoval druh paliva pro daný kotel, nicméně později jsem vzhledem k budoucímu směru práce omezil vyhledávání na kotle spalující biomasu. Z tohoto důvodu ve vyhledaných výsledcích biomasa převládá jako užívané palivo.

K vyhledávání jsem využil webové stránky výrobců případně dodavatelů. Data jsem následně získával ze zveřejněných produktových listů, brožur, ukázek aplikací již konkrétních instalovaných řešení či přímo z náhledových stránek jejich webu. Zaměřil jsem se na typ paliva, výkon, pracovní tlak a pracovní teplotu.

Získaná data jsem shrnul do dvou tabulek níže. Do *tabulky 3* jsem zanesl parní kotle. V *tabulce 4* jsou uvedené horkovodní kotle.

Tabulka 3: Průzkum trhu parních kotlů s výkonem do 10 MW

palivo	výrobce	výkon [tun/h]	tlak [bar]	teplota [°C]	zdroj
plyn, nafta	Ferostav	0,4 t/h	9	250	<a href="https://ferostav.cz/divize-energetika/vyroba-kotlu/stredotlake-parni-kotle/">https://ferostav.cz/divize-energetika/vyroba-kotlu/stredotlake-parni-kotle/</a>
biomasa	Justsen	0,5-8 t/h	1	120	<a href="https://justsen.dk/boiler-systems/saturated-steam-boilers/">https://justsen.dk/boiler-systems/saturated-steam-boilers/</a>
biomasa	Urbas	1 t/h	8	-	<a href="http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf">http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf</a>
biomasa	Enerstena group	1-30 t/h	25-40	250	<a href="https://www.enerstena.lt/en/hot-water-boilers">https://www.enerstena.lt/en/hot-water-boilers</a>
biomasa	Urbas	6 t/h	12	192	<a href="https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf">https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf</a>

Tabulka 4: Průzkum trhu horkovodních kotlů s výkonem do 10 MW

palivo	výrobce	výkon [MW]	tlak [bar]	teplota [°C]	zdroj
plyn, topný olej	Bosch	0,05-1,2	4-6	110	<a href="https://pdf.directindustry.com/pdf/bosch-industriekessel-gmbh-industrial-boilers/heizkessel-uni-condens-8000-f-50-115-kw-brochure-en/7270-860319.html#open">https://pdf.directindustry.com/pdf/bosch-industriekessel-gmbh-industrial-boilers/heizkessel-uni-condens-8000-f-50-115-kw-brochure-en/7270-860319.html#open</a>
biomasa	Herz	0,1-20	-	-	<a href="https://www.myriadproducts.co.uk/sites/default/files/Herz%20Industrial%20Boilers%20-%20%20Brochure_1.pdf">https://www.myriadproducts.co.uk/sites/default/files/Herz%20Industrial%20Boilers%20-%20%20Brochure_1.pdf</a>
biomasa	Justsen	0,3-5	4-6	140	<a href="https://justsen.dk/boiler-systems/hot-water-boilers/">https://justsen.dk/boiler-systems/hot-water-boilers/</a>
uhlí, biomasa	Yuanda	0,7-14	7-10	95-115	<a href="https://yuandaboiler.en.made-in-china.com/product/qBLExUOPCFVH/China-Factory-Price-1MW-2MW-2-8MW-3MW-4MW-Coal-Fired-Hot-Water-Boiler.html">https://yuandaboiler.en.made-in-china.com/product/qBLExUOPCFVH/China-Factory-Price-1MW-2MW-2-8MW-3MW-4MW-Coal-Fired-Hot-Water-Boiler.html</a>
plyn	Danstoker	0,8-50	36	-	<a href="https://danstoker.com/wp-content/uploads/2019/02/Danstoker-AS-Catalogue-v.-EN.pdf">https://danstoker.com/wp-content/uploads/2019/02/Danstoker-AS-Catalogue-v.-EN.pdf</a>
biomasa	Urbas	1	7	110	<a href="http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf">http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf</a>
biomasa	Enerstena group	1-20	25	250	<a href="https://www.enerstena.lt/en/hot-water-boilers">https://www.enerstena.lt/en/hot-water-boilers</a>

<b>biomasa</b>	Enerstena group	1-5	25	250	<a href="https://www.enerstena.lt/sites/default/files/Biokuro%20katalogas%20internetui%20anglu%20kalba.pdf">https://www.enerstena.lt/sites/default/files/Biokuro%20katalogas%20internetui%20anglu%20kalba.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Weiss	1,25-8	16	<150	<a href="https://www.weissboiler.com/images/pdf/en/Gamme%20SRTC-LE.pdf">https://www.weissboiler.com/images/pdf/en/Gamme%20SRTC-LE.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	2	6	110	<a href="http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf">http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	3,5	16	120	<a href="http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf">http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	4	10	110	<a href="https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf">https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	4	32	210	<a href="https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf">https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	5	15	165	<a href="http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf">http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	5	6	110	<a href="https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf">https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	5	6	110	<a href="https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf">https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	6	4	110	<a href="http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf">http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	6	6	110	<a href="http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf">http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	8	6	120	<a href="http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf">http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	8	10	150	<a href="https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf">https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	8	10	160	<a href="https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf">https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	8	6	130	<a href="https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf">https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	8	10	130	<a href="https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf">https://www.urbas.at/wp-content/uploads/2019/05/2019-URBAS-Broschure-EnergyTechnology-EN.pdf</a>
<b>biomasa</b>	Urbas	10	16	110	<a href="http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf">http://rsbiomass.com/wp-content/uploads/2014/09/Urbas-Biomass-Plant-Brochure.pdf</a>
<b>plyn, nafta</b>	Ferostav	10	6-13	150	<a href="https://ferostav.cz/divize-energetika/vyroba-kotlu/stredotlake-horkovodni-kotle/">https://ferostav.cz/divize-energetika/vyroba-kotlu/stredotlake-horkovodni-kotle/</a>

Jak jsem zmínil v úvodu *části 3*, parní kotle jsou určeny pro přenos velkého množství energie a této vlastnosti je využíváno zejména v průmyslu. Tím pádem se zpravidla nevyrábí takové kotle, které by dosahovaly produkci páry ekvivalentní výkonu do 10 MW. Tuto skutečnost považuji za důvod, proč se mi v katalozích výrobců podařilo najít pouze několik kotlů vyhovujících zvoleným vlastnostem.

Deset z dvaceti šesti nalezených horkovodních kotlů dosahuje výstupní teploty maximálně 110 °C, což je zároveň spodní hranice pro považování kotle za horkovodní. Pouze dva typy horkovodních kotlů spalují biomasu a zároveň dosahují nominálního výkonu nižšího než 500 kW. Z nich se mi jen u výrobce Justsen podařilo najít i provozní parametry kotle.

Ceny vyhledaných kotlů se mi z veřejně přístupných dat nepodařilo dohledat. O kontaktování výrobců s dotazem pro cenu kotlů jsem se nepokoušel, mimo jiné i z důvodu neshody nalezených výrobků s tématem bakalářské práce.

---

## 4. Výpočtová část

Čtvrtá část je věnována výpočtům. Cílem výpočtů je zjistit, za jakých podmínek bude navrhovaný kotel z pohledu tepelné, respektive sezónní účinnosti splňovat podmínky pro uvedení na trh, včetně rozhodnutí o nezbytnosti instalace kondenzačního výměníku v kapitole 4.10.

Nejprve jsem na základě chemického rozboru paliva stanovil jeho výhřevnost a pomocí stechiometrických vztahů vytvořil I-t diagram spalin pro různé přebytky vzduchu. Následně jsem spočetl entalpii nechlazeného plamene. S pomocí I-t diagramu jsem této entalpii našel příslušnou teplotu nechlazeného plamene. Zároveň předpokládám, že tato teplota je také teplotou v celém objemu spalovací komory.

V kapitole 4.7 jsem se zabýval výpočty pro odhad tepelných ztrát kotle. Pro tento účel mi byl poskytnut výkres spalovací komory mikrokogenerační jednotky Wave 120 o nominálním tepelném výkonu 120 kW a spalující dřevní štěpku. Z důvodu relevantnosti výpočtů tepelných ztrát uvažuji jmenovitý výkon svého navrhovaného horkovodního kotle taktéž 120 kW.

Ze všech tepelných ztrát zařízení jsem se zaměřil především určení tepelné ztráty sáláním, kterou jsem v kapitole 4.7.4.1 vyjádřil na základě prostupu tepla stěnami kotle. V následující kapitole 4.7.4.2 jsem pro určení této ztráty použil Gurvičův vzorec. Tento způsob se však ukázal jako více problematický, protože Gurvičova metoda je vhodná zejména pro kotle velkých výkonů.

Na tepelných ztrátách kotle se nejvyšší měrou podílí ztráta fyzickým teplem spalin, jinak též zvaná jako komínová ztráta. Je jí věnována kapitola 4.7.5 a ovlivňuje ji především součinitel přebytku vzduchu při spalování a také teplota spalin za kotlem. Čím větší tato teplota je, tím větší ztráta nastane.

Na základě tohoto faktu v kapitole 4.9 hledám nejvyšší možnou teplotu spalin za kotlem, při které jsou ještě stále splněny podmínky pro uvedení zařízení na trh.

Rozhodnutí o nutnosti instalace kondenzačního výměníku v kapitole 4.10 jsem provedl na logaritmického teplotního spádu ve výměníku kotle a zároveň porovnáním teploty spalin za kotlem s teplotou rosného bodu vodních par ve spalinách, který přibližně odpovídá celkovému rosnému bodu spalin.

### 4.1. Volba okrajových podmínek

Teplota vody na vstupu (70 °C) a výstupu (150 °C) z kotle je definovaná normou ČSN 07 0021. Pracovní tlak 0,7 MPa zajistí, že teplota vody v celém systému kotle nepřekročí teplotu varu (165 °C). Teplotu okolí jsem zvolil 15 °C, teplota v kotelně 35 °C. Za atmosférický tlak jsem zvolil hodnotu normálního tlaku 101 325 Pa.

Na základě následujících okrajových podmínek budou postaveny další výpočty v této zprávě. Tyto veličiny vesměs odpovídají běžným provozním podmínkám.



Teplota okolí	$t_{okolí}$	15 °C
Teplota v kotelně	$t_{kot}$	35 °C
Teplota vody na vstupu do kotle	$t_{in}$	70 °C
Teplota vody na výstupu z kotle	$t_{out}$	150 °C
Atmosférický tlak	$p_0$	101 325 Pa
Pracovní tlak vody	$p_{voda}$	0,7 MPa
Součinitel přestupu tepla konvekcí	$\alpha$	10 W/m <sup>2</sup> K
Součinitel zvětšení objemu	$\chi$	1,016
Jmenovitý tepelný výkon kotle	$P_{nom}$	120 kW

Teplota vody na vstupu do kotle a na výstupu z kotle vychází z definice v normě ČSN 07 0021 [3]. Tímto rozmezím zaprvé dodržím normou stanovenou hodnotu teplotního spádu při pracovním režimu, tj 80 °C. A zadruhé s takto zvolenou teplotou na vstupu bude možné v případě potřeby zvýšení účinnosti uvažovat i kondenzační výměník.

Pro určení pracovního tlaku vody v horkovodním kotli bylo nutné zajistit, aby zvolená teplota na výstupu nebyla vyšší, než je teplota varu vody při daném tlaku. Dle h-s diagramu vodní páry je při tlaku 0,7 MPa teplota varu 165 °C. Tuto teplotu jsem zároveň ověřil pomocí add-inu REFPROP [7] v MS Excel, který pracuje s databází termofyzikálních vlastností pracovních látek NIST (Národní institut standardů a technologie USA). Rozdíl teploty sytosti vodní páry při tomto tlaku a pracovní teploty na výstupu z kotle je tedy přibližně 15 °C, což považuji za bezpečný rozdíl a tím pádem mohu tlak 0,7 MPa považovat za vhodný pracovní tlak.

## 4.2. Chemické složení paliva

Na složení paliva závisí výhřevnosti paliva nebo také minimální objem vzduchu pro spalování. Tyto veličiny jsou podstatné pro další výpočty.

Předpokládám, že kotel bude spalovat dřevní biomasu o velice podobném složení, jaké bylo určeno chemickým rozбором biomasy používané v Laboratoři organických Rankinových cyklů a jejich aplikací (pod UCEEB ČVUT).

Chemický rozbor tohoto paliva v nesusušeném, původním stavu je uveden v *příloze 1* na stránce 37.

Toto složení odpovídá běžnému složení biomasy specifikovanému ČSN EN ISO 17225-4 [8] a také je blízké složením dřevní biomasy, která se mi podařilo dohledat online (zdroje: [9], [10], [11]),

## 4.3. Výpočet minimálního objemu vlhkých spalin

Pro výpočty jsem využil vzorce uvedené ve skriptech doc. Dlouhého [12] pro zjištění nutného objemu vzduchu pro spálení jednotkového množství paliva a výsledný objem spalin, které spalováním vzniknou.

Minimální objem kyslíku pro spálení 1 kg paliva:

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{C_r}{12,01} + \frac{H_r}{4,032} + \frac{S_r}{32,06} - \frac{O_r}{32} \right) \quad (4.1)$$

$$O_{O_2 \min} = 22,39 \cdot \left( \frac{0,3838}{12,01} + \frac{0,0522}{4,032} + \frac{0,0001}{32,06} - \frac{0,3151}{32} \right) Nm^3/kg = 0,785 Nm^3/kg$$

Minimální objem suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva:

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} \quad (4.2)$$

$$O_{VS \min} = \frac{0,785}{0,21} Nm^3/kg = 3,738 Nm^3/kg$$

Minimální objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva. Pro výpočet je nutné znát součinitel zvětšení objemu v důsledku vlhkosti ( $\chi = 1,016$ ):

$$O_{VV \min} = \chi \cdot O_{VS \min} \quad (4.3)$$

$$O_{VV \min} = 1,016 \cdot 3,738 Nm^3/kg = 3,7978 Nm^3/kg$$

Objem vody ve vzduchu:

$$O_{H_2O}^V = (\chi - 1) \cdot O_{VS \min} \quad (4.4)$$

$$O_{H_2O}^V = (1,016 - 1) \cdot 3,738 Nm^3/kg = 0,0598 Nm^3/kg$$

Minimální objem spalin vznikne při dokonalém spálení 1 kg paliva s minimálním množstvím vzduchu  $O_{VV \min}$  (tedy při součiniteli přebytku spalovacího vzduchu  $\alpha = 1$ ). Minimální objem suchých spalin je dán součtem objemů plynných složek, které při spalování vznikají nebo do spalin přecházejí ze spalovacího vzduchu bez uvažování vlhkosti:

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (4.5)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C_r + 0,0003 \cdot O_{VS \min} \quad (4.6)$$

$$O_{CO_2} = \left( \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,3838 + 0,0003 \cdot 3,738 \right) Nm^3/kg = 0,7125 Nm^3/kg$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S_r \quad (4.7)$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0001 Nm^3/kg = 6,8 \cdot 10^{-5} Nm^3/kg$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N_r + 0,7805 \cdot O_{VS \min} \quad (4.8)$$

$$O_{N_2} = \left( \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,002 + 0,7805 \cdot 3,738 \right) Nm^3/kg = 2,919 Nm^3/kg$$

$$O_{CO_2} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} \quad (4.9)$$

$$O_{CO_2} = 0,0092 \cdot 3,738 Nm^3/kg = 0,0344 Nm^3/kg$$

Dosazení do rovnice 4.5:

$$O_{SS \min} = (0,7125 + 6,8 \cdot 10^{-5} + 2,919 + 0,0344) Nm^3/kg = 3,666 Nm^3/kg$$

Objem vodní páry ve spalinách:

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H_r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W_r \quad (4.10)$$

$$O_{H_2O}^S = \left( \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0522 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,203 \right) Nm^3/kg = 0,8922 Nm^3/kg$$

Minimální objem vlhkých spalin:

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S \quad (4.11)$$

$$O_{SV \min} = (3,666 + 0,8922) Nm^3/kg = 4,558 Nm^3/kg$$

Objem vlhkých spalin s ohledem na součinitel přebytku vzduchu:

$$O_{SV}^\alpha = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \quad (4.12)$$

Tabulka 5: Objem vlhkých spalin při různých přebytcích vzduchu  $\alpha$

$\alpha$	[-]	1	1,7	2	2,2
$O_{SV}^\alpha$	[Nm <sup>3</sup> /kg]	4,558	7,217	8,356	9,116

#### 4.4. Vytvoření I-t diagramu spalin

Při tepelných bilancích kotlů a spalinových výměníků je třeba vyjadřovat teplo, které je spalinám odebíráno. K tomu je výhodnější použít právě entalpie než například měrnou tepelnou kapacitu, která se výrazně mění v závislosti na teplotě. Při výpočtech opět využívám vztahů ze skript [12].

Entalpie stechiometrických spalin (pro  $\alpha = 1$ ) [kJ/kg], respektive [kJ/Nm<sup>3</sup>]:

$$I_{S \min}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + O_{CO_2} \cdot i_{CO_2} + a_{\dot{u}} \cdot A_r \cdot i_{POP} \quad (4.13)$$

Měrné entalpie složek spalin při teplotě  $t$  ( $i_i^t$ ) jsem získal ze skript [12]. Poměrný úlet popílku z ohniště vztažený k celkovému obsahu popela v palivu ( $A_r$ ) je ve vztahu označen  $a_{\dot{u}}$ . Pro své výpočty volím  $a_{\dot{u}} = 0,4$ .

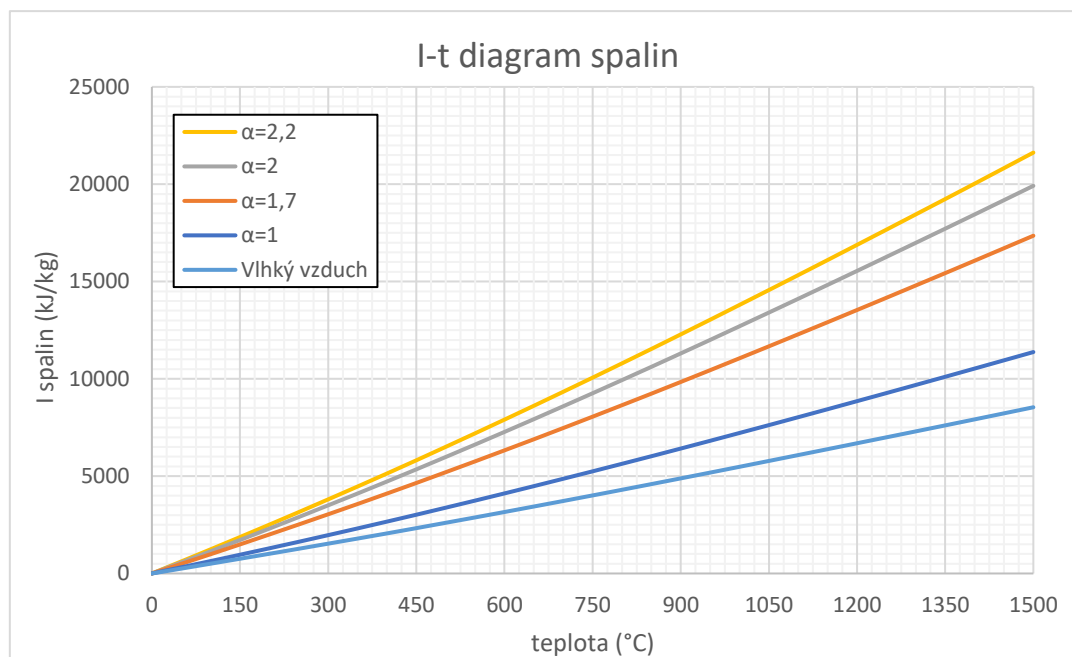
Entalpie minimálního množství vzduchu:

$$I_{V \min}^t = O_{VS \min} \cdot i_{VS} + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O} \quad [kJ/kg] \quad (4.14)$$

Entalpie spalin o teplotě  $t$ , které vzniknou spálením 1 kg paliva s přebytkem spalovacího vzduchu  $\alpha$ :

$$I_S^{t,\alpha} = I_{S \min}^t \cdot i_{VS} + (\alpha - 1) \cdot I_{V \min}^t \quad [kJ/kg] \quad (4.15)$$

Na základě výše uvedených vztahů jsem sestrojil I-t diagram spalín pro různé přebytky vzduchu v teplotním rozmezí od 0 °C do 1500 °C. S jeho pomocí mohu v dalších krocích stanovit teplotu nechlazeného plamene.



Obrázek 1: I-t diagram spalín

## 4.5. Teplota nechlazeného plamene

Teplota nechlazeného plamene je definována jako teoretická adiabatická spalovací teplota. Tedy taková teplota, která by se nastavila v plamenu, pokud by z něj nebylo odváděno teplo. Je jí možné určit z celkového užitečného tepla uvolněného v ohništi  $Q_u$  daného součtem tepla uvolněného v ohništi z paliva a tepla přivedeného spalovacího vzduchu [12]. Ze známé entalpie nechlazeného plamene mohu z I-t diagramu stanovit příslušnou teplotu.

$$I_{NP} = Q_u = Q_i \cdot (1 - Z_C - Z_{CO} - Z_f) + \alpha \cdot I_{V_{min}}^t \text{ [kJ/kg]} \quad (4.16)$$

$I_{NP}$  označuje entalpii spalín při teplotě nechlazeného plamene,  $Q_i$  značí výhřevnost paliva,  $Z_i$  jsou příslušné ztráty kotle,  $\alpha$  je součinitel přebytku spalovacího vzduchu a  $I_{V_{min}}^t$  je entalpie přivedeného spalovacího vzduchu.

Výhřevnost  $Q_i$  určím podle statistického vzorce vypracovaného z rozborů československých paliv, který je používán i pro dřevo (biomasu):

$$Q_i = 34,75 \cdot C_r + 95,3 \cdot H_r - 10,9 \cdot (O_r - S_r) - 2,5 \cdot W_r \quad (4.17)$$

$$Q_i = [34,75 \cdot 0,3838 + 95,3 \cdot 0,0522 - 10,9 \cdot (0,3151 - 0,0001) - 2,5 \cdot 0,203] \text{ MJ/kg} \\ = 14,371 \text{ MJ/kg}$$

Pomocí lineární regrese křivky vlhkého vzduchu v I-t diagramu spalín mezi hodnotami 0 °C a 200 °C určím entalpii přivedeného spalovacího vzduchu při teplotě 15 °C na:

$$I_{V,min}^{15\text{ }^{\circ}\text{C}} = 74,34 \text{ kJ/kg}. \quad (4.18)$$

S užitím výše určených hodnot fyzikálních veličin mohu určit entalpie nechlazeného plamene pro různé přebytky vzduchu pomocí následujícího vzorce, přičemž zisk hodnot příslušných ztrát  $Z_i$  bude blíže popsán v kapitole 4.7 *Tepelné ztráty kotle*.

$$I_{NP}^{\alpha} = Q_u = Q_i \cdot (1 - Z_{CO} - Z_c - Z_f) + \alpha \cdot I_{V,min}^{15\text{ }^{\circ}\text{C}} \quad (4.16)$$

Následně opět pomocí lineární regrese křivky v I-t diagramu spalin příslušného přebytku spalovacího vzduchu mohu určit teplotu odpovídající vypočtené entalpii. Výsledky jsou zaneseny do *tabulky 6*:

*Tabulka 6: Entalpie a teplota nechlazeného plamene pro různé  $\alpha$*

$\alpha$	$I_{NP}$ [kJ/kg]	$t_{NP}$ [°C]
<b>1</b>	14 390	1 861
<b>1,7</b>	14 442	1 270
<b>2</b>	14 464	1 123
<b>2,2</b>	14 479	1 043

## 4.6. Přibližná teplota rosného bodu spalin

Na teplotu rosného bodu spalin má vliv složení spalin. Se znalostí příslušné teploty je možné rozhodnout, zda bude nutné pro dosažení požadované sezónní účinnosti využít kondenzační výměník či nikoliv. Pro její přibližné určení jsem využil stavovou rovnici ideálního plynu, kdy jsem určil parciální tlak vodní páry ve spalinách při různých přebytcích vzduchu.

$$m_{H_2O}^V = \frac{p_{norm} \cdot O_{H_2O}^V}{r_{pára} \cdot T_{norm}} \quad (4.19)$$

$$m_{H_2O}^V = \frac{101325 \cdot 0,0598}{462 \cdot 273,15} \text{ kg} = 0,4802 \text{ kg}$$

Celková hmotnost vody ve spalinách po spálení jednoho kilogramu paliva je rovna součtu hmotnosti vody v 1 kg biomasy a hmotností vody ve vzduchu přenásobené koeficientem přebytku vzduchu. Tento vztah shrnuje následující rovnice:

$$m_{H_2O}^{S,\alpha} = W_r + \alpha \cdot m_{H_2O}^V \text{ [kg]}. \quad (4.20)$$

Parciální tlak vodní páry ve spalinách z jednoho kilogramu paliva určím opět pomocí stavové rovnice:

$$p_{pára}^{\alpha} = \frac{m_{H_2O}^{S,\alpha} \cdot r_{pára} \cdot T_{norm}}{O_{SV}^{\alpha}} \text{ [Pa]}. \quad (4.21)$$

Se znalostí parciálního tlaku vodní páry ve spalinách mohu určit teplotu sytosti. Pro tento účel jsem opět využil add-in REFPROP pro MS Excel, ale hodnoty by bylo možné najít například také v diagramech vodní páry.

Do *tabulky 7* jsem shrnul hmotnost vody ve spalinách, parciální tlak této páry a příslušný rosný bod v závislosti na přebytku vzduchu:

*Tabulka 7: Stanovení teploty sytosti vodních par ve spalinách*

$\alpha$ [-]	$m_{H_2O}^{S,\alpha}$ [kg]	$p_{pára}^\alpha$ [Pa]	$T_{RB}$ [°C]
1	0,2510	6950	38,9
1,7	0,2846	4977	32,8
2	0,2990	4516	31,1
2,2	0,3086	4273	30,1

## 4.7. Tepelné ztráty kotle

Určením tepelných ztrát kotle mohu stanovit účinnost kotle pomocí nepřímé metody a zároveň také jeho sezónní účinnost pomocí metodiky Ekodesign. Ta u kotlů se jmenovitým tepelným výkonem větším než 20 kW nesmí být menší než 77 %.

Na tepelných ztrátách kotle se nejvyšší mírou podílí ztráta citelným teplem spalin, která mimo jiné závisí na teplotě odchozích spalin z kotle do výměníku. Tuto teplotu si zvolím jako parametr při výpočtu sezónní účinnosti a budu hledat takovou hodnotu, pro kterou bude sezónní účinnost kotle právě 77 %. Zároveň také porovnam tuto teplotu s teplotou kondenzace vodních par ve spalinách. Podle velikosti rozdílu teplot mohu odhadnout, zda kotel bude či nebude vyžadovat instalaci kondenzačního výměníku.

Dřevní biomasa je nejčastěji spalována při přebytku vzduchu  $\alpha = 2$ , proto výpočty teplotních ztrát a následné hledání maximální odchozí teploty do výměníku omezím pouze pro tuto hodnotu.

### 4.7.1. Ztráta mechanickým nedopalem – $Z_C$

Ta představuje ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích. Dělení těchto zbytků na strusku, popílek, propad roštem a úlet nemá pro kotle malých výkonů smysl. Proto pro výpočet ztráty mechanickým nedopalem mohu využít následující, zjednodušený vztah ze skript [12]:

$$Z_C = \frac{C}{1-C} \cdot \frac{A_r}{Q_i} \cdot Q_C \quad (4.22)$$

$C$  [-] představuje podíl hořlaviny v tuhých zbytcích. Ten byl zjištěn analýzou paliva používaného při provozu jednotky Wave v UCEEB ČVUT, protože palivo (biomasa) předpokládám stejného složení na navrhovaném kotli i v tomto zařízení. Analyticky tedy bylo určeno  $C = 0,4$  %.

$A_r$  [-] je celkový podíl popela v palivu, uvedený v *tabulce 5*.

$Q_i$  [kJ/kg] je výhřevnost paliva a  $Q_C$  [kJ/kg] je výhřevnost nespálené hořlaviny v tuhých zbytcích. Za předpokladu, že nespálená hořlavina je z dominantní části tvořena uhlíkem (což pro biomasu platí), platí  $Q_C = 32\,600$  kJ/kg.

Po dosazení do vztahu výše získáme  $Z_C = 0,04$  %.

### 4.7.2. Ztráta chemickým nedopalem – $Z_{CO}$

Tato ztráta, jinak též známá jako ztráta hořlavinou ve spalínách, vyjadřuje teplo ztracené v důsledku přítomnosti nespálených hořlavých plynů ve spalínách, především oxidu uhelnatého. Tato ztráta obvykle dosahuje nízkých hodnot (řádově desetiny procenta). Nicméně se značně zvyšuje při nejmenovitých výkonech, kdy může docházet k nedokonalému hoření, a tedy i vyšší produkci CO. Na základě analýzy spalín lze chemický nedopal vyjádřit jako:

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot CO \cdot O_{SS,min}}{(21 - O_2) \cdot Q_i} [-]. \quad (4.23)$$

$CO$  [mg/Nm<sup>3</sup>] je hmotnostní koncentrace CO přepočtená na referenční obsah kyslíku. Protože kotel má splňovat podmínky ekodesignu, tak počítám s hodnotou  $CO = 700$  mg/Nm<sup>3</sup>.

$O_{SS, min}$  [Nm<sup>3</sup>/kg] představuje minimální průtok suchých spalín určený ze stechiometrických výpočtů.

$O_2$  [%] je obsah kyslíku pro referenční stav spalín. Hodnotu  $O_2 = 11$  % čerpám ze skript [12].

Po dosažení hodnot do vztahu získám  $Z_{CO} = 0,34$  %.

### 4.7.3. Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků – $Z_f$

Tato ztráta se značí určuje pro tuhé zbytky kromě ulétnutého popílku, jehož fyzické teplo je již uvažováno v komínové ztrátě ve formě entalpii spalín. U kotlů na biomasu malých výkonů se však popel kontinuálně neodebírá, zůstává v popelníku a tam také chladne. Tím předává své fyzické teplo zpětně do kotle, a proto tuto ztrátu dále neuvažuji.

### 4.7.4. Ztráta sáláním pro zadané ohniště – $Z_{SV}$

Tato ztráta zohledňuje množství tepla unikající pláštěm kotle do okolí. Závisí na kvalitě a tloušťce izolace stěn, velikosti povrchu a výkonu kotle. Ve své práci tuto ztrátu počítám pro zadanou spalovací komoru zařízení o tepelném výkonu 120 kW, ve kterém je taktéž spalována dřevní biomasa.

Výrobní výkres spalovací komory, který mi byl pro účel mé bakalářské práce poskytnut, spadá do duševního vlastnictví výrobce. Nejedná se tedy o veřejně dostupný dokument, a proto jej ve své práci nemohu publikovat. Nicméně rozměry stěn a příslušný materiál izolační vrstvy stěn budou pro každý příslušný výpočet seřazeny v tabulce od vnitřní vrstvy stěny po vnější.

Tuto ztrátu určím dvěma nezávislými způsoby a následně jejich výsledky navzájem porovnám.

#### 4.7.4.1. Odhad $Z_{SV}$ pomocí prostupu tepla stěnami

Zde vycházím ze zadané geometrie spalovací komory a její izolace (viz *tabulky 9, 10, 11*). Stěny aproximuji na tři rovinné desky – první deska odpovídá obvodovým stěnám, druhá a třetí deska aproximují horní stěnu, která je zaizolována dvěma různými způsoby, a proto jsem ji rozdělil na dvě části.

Obsah plochy rovinné desky je roven obsahu vnějších stěn izolace. Tímto způsobem se dopouštím nepřesnosti od skutečného stavu prostupu tepla stěnami tak, že skutečné množství prostupujícího tepla bude nižší. Tento krok nepovažuji za problematický, protože tím kompenzuji vstup tepla dvířkami (které ve výpočtu neuvažuji) a neideálnost zaizolování.

Se znalostí izolačních materiálů a jejich teplotních vodivostí při různých teplotách jsem sestavil model prostupu tepla. Konvekci uvnitř kotle neuvažuji, proto má vnitřní strana desky teplotu nechlazeného plamene při zvoleném přebytku vzduchu  $\alpha = 2$ . Teplota vnější strany desky je rovna teplotě v kotelně, kterou jsem v úvodu *kapitole 4.1* zvolil jako 35 °C.

Tepelná vodivost  $\lambda$  materiálů je závislá na teplotě materiálu v daném místě. Tyto tepelné závislosti jsou uvedeny v přílohách bakalářské práce. Proto pro každou vrstvu stanovím její střední teplotu (tj. teplotu uprostřed této vrstvy). Pro tuto teplotu do počtu příslušnou tepelnou vodivost  $\lambda$  s její znalostí mohu následně dopočítat hodnotu tepelného toku  $\dot{Q}$  stěnou dle rovnice:

$$\dot{Q} = q \cdot S \text{ [W]}. \quad (4.24)$$

$S \text{ [m}^2\text{]}$  je plocha dané stěny a  $q \text{ [W/m}^2\text{]}$  představuje hustotu tepelného toku stěnou.

Hustotu tepelného toku stěny určím pomocí soustavy rovnic prostupu tepla mezi dvěma vrstvami, případně mezi vnější vrstvou a okolím:

$$q = -\lambda_n \left. \frac{dt}{dx} \right|_{x=x_n} = -\lambda_{n+1} \left. \frac{dt}{dx} \right|_{x=x_n} \Rightarrow \frac{\lambda_n}{H_n} (t_{n-1} - t_n) = \frac{\lambda_{n+1}}{H_{n+1}} (t_n - t_{n+1}) \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (4.25)$$

$$q = -\lambda_n \left. \frac{dt}{dx} \right|_{x=x_n} = \alpha (t|_{x=x_n} - t_{kot}) \Rightarrow \frac{\lambda_n}{H_n} (t_{n-1} - t_n) = \alpha (t_n - t_{kot}) \text{ [W/m}^2\text{]}. \quad (4.26)$$

$\lambda_n \text{ [W/m}^2\text{]}$  je tepelná vodivost jedné vrstvy a  $\lambda_{n+1} \text{ [W/m}^2\text{]}$  je tepelná vodivost sousední vrstvy.

$\alpha \text{ [W/m}^2\text{K]}$  je součinitel přestupu tepla na vnější stěně rovinné desky.

$x_n \text{ [m]}$  symbolizuje souřadnici rozhraní vrstev ve zvoleném systému.

$t \text{ [}^\circ\text{C]}$  je obecná teplota v místě  $x$ ,  $t_{n-1} \text{ [}^\circ\text{C]}$  je teplota na v pořadí předchozím rozhraní vrstev,  $t_n \text{ [}^\circ\text{C]}$  je teplota na příslušném rozhraní vrstev,  $t_{n+1} \text{ [}^\circ\text{C]}$  je teplota na následujícím rozhraní vrstev a  $t_{kot} \text{ [}^\circ\text{C]}$  je teplota okolí v kotelně.



$H_n$  [m] je tloušťka příslušné vrstvy a  $H_{n+1}$  [m] je tloušťka následující vrstvy.

Počet takovýchto rovnic odpovídá počtu izolačních vrstev v dané desce. Jejím řešením jsou teploty na rozhraní mezi vrstvami. Pro výpočet jsem využil program MS Excel, ve kterém jsem postupnými iteracemi našel numerické řešení velikosti hustoty tepelného toku  $q$  a po přenásobení plochou stěny také velikost tepelného toku  $\dot{Q}$ .

Tabulka 8: Složení první desky

materiál	H [m]	L [m]	W [m]	S [m2]
Šamotové cihly	0,055	1,072	4,92	5,274
Sibral	0,060	1,072	4,92	5,274
Izolační cihly	0,125	1,072	4,92	5,274
Izolace LSP-H	0,050	1,072	4,92	5,274

Tabulka 9: Složení druhé desky

materiál	H [m]	L [m]	W [m]	S [m2]
Šamotové cihly	0,055	0,88	0,551	0,485
Sibral	0,109	0,88	0,551	0,485
Izolace LSP-H	0,160	0,88	0,551	0,485

Tabulka 10: Složení třetí desky

materiál	H [m]	L [m]	W [m]	S [m2]
Žárovbeton	0,060	0,88	0,604	0,532
Sibral	0,094	0,88	0,604	0,532
Izolace LSP-H	0,160	0,88	0,604	0,532

V tabulkách 8 – 10:  $H$  je tloušťka vrstvy,  $L$  je délka vrstvy a  $W$  je šířka vrstvy.  $S$  označuje plochu desky a je rovno součinu délky a šířky.

Významné veličiny prostupu tepla izolační vrstvou každé desky jsem shrnul do tabulek 11, 12 a 13. Na posledním řádku každé tabulky je uveden prostup tepla konvekcí do okolí, proto zde chybí hodnota materiálové vodivosti  $\lambda$  a také střední teplota, jejíž význam v tomto případě pozbývá smyslu.

Tabulka 11: Prostup tepla první deskou

n	$t_n$ [°C]	$t_{stř}$ [°C]	$t_{n+1}$ [°C]	$\lambda$ [W/mK]	$q$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{Q}$ [W]
1	1122,7	1075,3	1027,8	0,3344	576,665	3041,47
2	1027,8	931,6	835,3	0,1797	576,664	3041,47
3	835,3	611,9	388,5	0,1613	576,664	3041,46
4	388,5	240,6	92,7	0,0975	576,664	3041,46
5	92,7	-	35,0	-	576,664	3041,46

Tabulka 12: Prostup tepla druhou deskou

n	$t_n$ [°C]	$t_{stř}$ [°C]	$t_{n+1}$ [°C]	$\lambda$ [W/mK]	$q$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{Q}$ [W]
1	1122,7	1075,1	1027,6	0,3344	578,153	280,34
2	1027,6	837,3	647,0	0,1656	578,153	280,33
3	647,0	369,9	92,8	0,1669	578,153	280,33
4	92,8	-	35,0	-	578,153	280,33

Tabulka 13: Prostup tepla třetí deskou

n	$t_n$ [°C]	$t_{stř}$ [°C]	$t_{n+1}$ [°C]	$\lambda$ [W/mK]	$q$ [W/m <sup>2</sup> ]	$\dot{Q}$ [W]
1	1122,7	1089,2	1055,7	0,6000	670,067	356,15
2	1055,7	871,2	686,6	0,1707	670,067	356,15
3	686,6	394,3	102,0	0,1834	670,067	356,15
4	102,0	-	35,0	-	670,067	356,15

Výsledný tepelný tok spočítám pomocí vzorce jako součet aritmetických průměrů prostupu tepla jednotlivých desek:

$$\dot{Q} = \sum_1^3 \frac{\sum_1^n \dot{Q}_n}{n} \text{ [W]}. \quad (4.27)$$

Odhad výsledného tepelného toku stěnami spalovací komory určený metodou prostupu tepla je 3 678 W. Po vztažení k jmenovitému výkonu kotle je poměrná ztráta sáláním:

$$z_{SV}^{prostup} = \frac{3\,678}{120\,000} = 3,06 \%. \quad (4.28)$$

#### 4.7.4.2. Odhad $Z_{SV}$ pomocí Gurvičova vzorce

Cílem této metody je určení teploty odchozích spalin z ohniště  $t_{ok}$ , která je chápána jako střední bilanční teplota v pomyslném řezu oddělující ohniště od dalších partií kotle. Tato teplota by neměla přesáhnout charakteristické teploty popela (měknutí, tavení a tečení), aby nedocházelo k zalepování stěn dalších partií kotle.

Přenos tepla v prostoru ohniště se díky vysokým teplotám děje především sáláním. Vliv konvekce se zanedbává. Výpočet je založen na principech teorie podobnosti tepelných procesů probíhajících ve spalovací komoře. Používá se Gurvičův poloempirický vztah pro poměrnou teplotu spalin na výstupu z ohniště [12]:

$$\Theta_{ok} = \frac{T_{ok}}{T_{NP}} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot a_o^{0,6} + Bo^{0,6}} [-]. \quad (4.29)$$

Tento vztah je založen na použití čtyř podobnostních charakteristik ohnišť:

- teplotě nechlazeného plamene  $T_{NP}$  (určená v kapitole 4.5)
- Boltzmannově čísle  $Bo$  (rovnice 4.30)

- součiniteli  $M$  (rovnice 4.33)
- stupni černosti ohniště  $a_o$  (rovnice 4.34)

Gurvičův vztah však nelze aplikovat přímo, protože některé parametry při výpočtu jsou závislé na výstupní teplotě spalin. Z tohoto důvodu nejprve zvolím teplotu odchozích spalin z ohniště  $t_{ok}$  a poté celý výpočet iteračně opakuji, dokud si zvolená a vypočtená hodnota sobě neodpovídají.

Boltzmannovo číslo je bezrozměrné podobnostní kritérium definované pro účely výpočtů ohnišť. Jeho určení se řídí rovnicí 4.31:

$$Bo = \frac{(1 - Z_{SV}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_S \bar{c}_S)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \bar{\psi} \cdot S_{st} \cdot (273 + t_{NP})^3} [-] \quad (4.30)$$

V této rovnici  $Z_{SV}^o [-]$  je poměrná ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště a  $(O_S \bar{c}_S)_o$  [kJ/kg°C] je střední tepelná jímavost spalin v ohništi vyjádřená podle vztahu:

$$(O_S \bar{c}_S)_o = \frac{Q_u - (1 + r_1) \cdot (1 + r_3) \cdot I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}}}{t_{NP} - t_{ok}} \text{ [kJ/kg } ^\circ\text{C]} \quad (4.31)$$

kde  $I_S^{t_{ok}, \alpha_{ok}}$  [kJ/kg] je entalpie spalin na výstupu z ohniště.

$\bar{\psi}$  je střední hodnota součinitele tepelné efektivity stěn ohniště, která se určí jako:

$$\bar{\psi} = \frac{\sum x_i \cdot \xi_i \cdot S_i}{S_{st}} \quad (4.32)$$

kde  $x_i [-]$  je úhlový součinitel osálení  $i$ -té stěny ohniště,  $\xi_i [-]$  je součinitel zanesení  $i$ -té stěny ohniště a  $S_{st}$  [m<sup>2</sup>] je projekční povrch ohniště a určí se jako uzavřený povrch aktivního objemu ohniště či jako součet ploch všech stěn ohniště.

Správná volba úhlového součinitele osálení a součinitele zanesení stěny je problematická obzvlášť pro kotle nízkých výkonů.

Součinitel  $M$  respektuje průběh teplot v ohništi. Výběr vztahu pro jeho určení je dán spalovaným palivem. Pro spalování dřevní biomasy jej určím podle vztahu uvedeného v rovnici 4.34, který odpovídá spalování tuhých paliv s velkým prchavým podílem a spalování všech druhů tuhých paliv ve vrstvě:

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} [-] \quad (4.33)$$

kde  $x_{pl} [-]$  je poloha maximální teploty plamene. Tu určím na základě zadané geometrie spalovací komory.

Stupeň černosti ohniště  $a_o$  vyjadřuje sálavé vlastnosti plamene a stěn ohniště. Pro roštové ohniště se určí podle vztahu:

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{S_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{S_{st}}\right)} [-] \quad (4.34)$$

kde  $a_{pl} [-]$  je stupeň černosti plamene a  $R$  [m<sup>2</sup>] je plocha hořící vrstvy paliva na roštu.

Stupeň černosti plamene charakterizuje sálavé vlastnosti plamene a produktů spalování v ohništi. Pro spalování tuhých paliv se vypočte podle rovnice 4.35:

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} [-] \quad (4.35)$$

kde  $k \cdot p \cdot s$  je optická hustota plamene daná následujícím vztahem:

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_P \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p \cdot s. \quad (4.36)$$

Součinitel  $k_{kok} = 10 [-]$ .

$p$  je atmosférický tlak.

$\kappa_1$  a  $\kappa_2$  jsou bezrozměrné charakteristiky.  $\kappa_1 = 0,5$  pro spalování paliva s vysokým podílem prchavé hořlaviny.  $\kappa_2 = 0,03$  pro roštové ohniště.

$s$  [m] je účinná tloušťka sálavé vrstvy, která se určí pro aktivní objem ohniště  $V_o$  a celkový projekční povrch stěn ohniště  $S_{st}$  podle následující rovnice:

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} [m]. \quad (4.37)$$

$k_P \cdot \mu_{pk}$  je součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi, definovaný dle:

$$k_P \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} \quad (4.38)$$

kde  $d_{pk}$  [μm] je střední efektivní průměr částic popílku. Pro spalování ve vrstvě se uvažuje  $d_{pk} = 20$  μm.

$\mu_{pk}$  je koncentrace popela ve spalinách určená vztahem:

$$\mu_{pk} = \frac{A_r(X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_S} [kg/kg] \quad (4.39)$$

kde  $X_{\dot{u}} = 0,4$  je poměrný úlet popílku,  $G_S$  je hmotnost spalin popsána rovnicí 4.40:

$$G_S = 1 - A_r + 1,306 \cdot \alpha \cdot O_{VV,min} [kg/kg] \quad (4.40)$$

$k_S \cdot r_S$  je součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny, definovaný rovnicí 4.41:

$$k_S \cdot r_S = \left( \frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S \quad (4.41)$$

kde objemové podíly tříatomových plynů  $r_{H_2O}$  a  $r_{RO_2}$  ve spalinách  $r_S [-]$  jsou:

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VV,min}}{O_{SV,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV,min}} [-] \quad (4.42)$$

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV,min}} [-] \quad (4.43)$$

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} \quad (4.44)$$

Po určení výše uvedených součinitelů a veličin je možné dopočítat teplotu odchozích spalin z ohniště  $t_{ok}$  vyjádřenou z Gurvičova vzorce (rovnice 4.29):

$$t_{ok} = \frac{t_{NP} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{\alpha_o}{Bo}\right)^{0,6}} - 273,15 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.45)$$

Nyní je možné provést postupnou iteraci až do chvíle, kdy zvolená hodnota  $t_{ok}$  je rovna té spočítané z rovnice 4.46. Pomocí lineární regrese křivky I-t diagramu pro  $\alpha = 2$  lze stanovit entalpii odchozích spalin z ohniště  $I_S^{ok}$ . Na základě této znalosti je možné určit tepelný výkon zachycený v prostoru ohniště z rovnice 4.46:

$$Q_o = (I_{NP} - I_S^{ok}) \cdot \dot{m}_{paliva} \text{ [W]} \quad (4.46)$$

Část tohoto množství tepla je ztracena odvedením do okolí a část je přivedena do výměníku, takže se na ztrátě sáláním a vedením tepla do okolí nazapočítá.

Zadanou spalovací komoru jsem rozdělil na šest charakteristických částí, pro každou část jsem stanovil její plochu a zvolil úhlový součinitel osálení a součinitel zanesení stěn ohniště. Přesné určení těchto parametrů je velice obtížné, takže jsem je odhadl tak, aby se velikost ztráty sáláním touto metodou blížila ztrátě spočítané metodou prostupu tepla stěnami.

Složení stěn je totožné, jako v kapitole 4.7.4.1, s tím rozdílem, že jsem rozdělil obvodovou stěnu na spodní a vrchní polovinu z důvodu rozdílného osálení a zanesení stěn. Také jsem model doplnil o plochu dvířek a o plochu vstupu do výměníku. Tyto parametry jsem shrnul v tabulce 14.

Tabulka 14: Charakteristické parametry stěn spalovací komory

Část stěny	x [-]	ξ [-]	S [m <sup>2</sup> ]
Obvodové stěny – spodní polovina	0,80	0,15	2,6371
Obvodové stěny – vrchní polovina	0,85	0,20	2,6371
Vrchní část 1	0,90	0,30	0,4849
Vrchní část 2	0,75	0,15	0,5315
Dvířka	0,85	0,65	0,1680
Výměník	0,90	0,80	0,1757

Do tabulky 15 jsem umístil souhrn hodnot pro výpočet Boltzmannova čísla v konečné iteraci:

Tabulka 15: Souhrn hodnot pro výpočet Boltzmannova čísla

Výška plamene	$h_{plam}$	0,153 m
Poloha maximální teploty plamene	$x_{PL}$	0,2125
Součinitel M	M	0,4838
Plocha hořící vrstvy	R	0,1 m <sup>2</sup>
Hmotnost spalin	$G_S$	10,88
Koncentrace popela ve spalinách	$\mu_{pk}$	0,00282
Efektivní průměr částic popílku	$d_{pk}$	20 μm
Objemový podíl vody	$r_{H_2O}$	0,1265
Objemový podíl dalších tříatomových plynů	$r_{RO_2}$	0,0946
Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách	$r_s$	0,2210138
Parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách	$p_s$	22,101 kPa

Účinná tloušťka sálové vrstvy	s	0,179 m
Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi	$k_p \cdot \mu_{pk}$	1,410
Součinitel zeslabení sálání 3-atom. plyny	$k_s \cdot r_s$	2,990
Optická hustota plamene	$k \cdot p \cdot s$	4,550
Střední tepelná jímavost spalin v ohništi	$O_s C_s$	2,646 kJ/kg°C
Tepelná efektivnost stěn	$\psi$	0,1771
Stupeň černosti plamene	$a_{pl}$	0,9894
Stupeň černosti ohniště	$a_0$	0,9981
Boltzmannovo číslo	Bo	7,2097
Teplota odchozích spalin z ohniště	$t_{ok}$	943,1 °C
Entalpie odchozích spalin z ohniště	$l^{ok}_s$	11 886 kJ/kg
Hmotnostní tok paliva	$\dot{m}_{pal}$	$9,558 \cdot 10^{-3}$ kg/s

Na základě těchto hodnot mohu stanovit teplotu odchozích spalin z ohniště  $t_{ok}$  dosazením do rovnice 4.45, tepelný výkon zachycený v prostoru ohniště dosazením do rovnice 4.46.

$$t_{ok} = \left[ \frac{1122,69 + 273,15}{1 + 0,4838 \cdot \left(\frac{0,9981}{7,2097}\right)^{0,6}} - 273,15 \right] \text{°C} = 943,1 \text{°C} \quad (4.45.2)$$

$$Q_o = [(14\,464 - 11\,866) \cdot 9,558 \cdot 10^{-3}] \text{ W} = 24,642 \text{ kW} \quad (4.46.2)$$

Jaké množství tepla z tohoto tepelného výkonu je zmařeno ve formě ztrát sáláním a vedením do okolí se vypočte za pomoci rovnice 4.47.

$$Q_{SV} = Q_o \cdot \frac{S_{Vo}}{\psi \cdot S_{st}} \text{ [W]} \quad (4.47)$$

$$Q_{SV}^{Gurvič} = 24\,642 \cdot \frac{0,1757}{0,1771 \cdot 6,634} \text{ W} = 3,686 \text{ kW}$$

Odhad poměrné ztráty sáláním získám poměrem tepelného výkonu ztráty sáláním a jmenovitého výkonu kotle dle rovnice 4.48:

$$z_{SV}^{Gurvič} = \frac{3,686}{120} = 3,071 \text{ \%}. \quad (4.48)$$

#### 4.7.4.3. Porovnání výsledků z obou metod

Množství tepelného toku stěnami kotle spočítaná výše uvedenými metodami se od sebe liší o 0,21 %. Tato blízkost hodnot je způsobena především volbou charakteristických parametrů stěn ohniště, které byly zvoleny tak, aby si výsledné ztráty sáláním byly podobné.

Ve výpočtech dále počítám s poměrnou ztrátou tepla, protože tento způsob výpočtu ztráty považuji pro kotel s nízkým jmenovitým tepelným výkonem za vhodnější.

#### 4.7.5. Ztráta citelným teplem spalin (komínová) – $Z_K$

Komínová ztráta představuje teplo odcházející z kotle ve spalinách. Tato ztráta je ze všech ztrát nejvýznamnější a má největší vliv na celkovou účinnost kotle. Její velikost závisí na teplotě odcházejících spalin, na jejich množství a na přebytku vzduchu. Lze ji vyjádřit následujícím vztahem:

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_{k,\alpha_k}} - I_S^{t_{vz,\alpha_k}}}{Q_i} [-]. \quad (4.49)$$

$Z_c [-]$  představuje ztrátu mechanickým nedopalem určenou výše.

$I_S^{t_{k,\alpha_k}}$  [kJ/kg] je entalpie spalin za kotlem (tj. právě taková teplota, při které kotel dosáhne sezónní účinnosti právě 77 %).

$I_S^{t_{vz,\alpha_k}}$  [kJ/kg] je entalpie spalin při teplotě vzduchu v kotelně  $t_{vz}$ .

#### 4.8. Vztahy pro výpočet účinnosti a sezónní účinnosti kotle

Pro výpočet účinnosti kotle existují dvě metody. Přímá metoda dává do poměru tepelný výkon k tepelnému příkonu. Lze ji spočítat pomocí rovnice 4.50:

$$\eta_p = \frac{m_w \cdot c_{p,w} \cdot (t_{out} - t_{in})}{m_{pal} \cdot Q_i} [-] \quad (4.50)$$

$m_w$  [kg/s] je hmotnostní tok pracovní látky (vody)

$c_{p,w}$  [kJ/kg·K] je měrná tepelná kapacita vody při její střední teplotě

$t_{out}$  [°C] je teplota vody na výstupu

$t_{in}$  [°C] je teplota vody na vstupu

$m_{pal}$  [kg/s] je hmotnostní tok paliva

$Q_i$  [kJ/kg] je výhřevnost paliva

Tato metoda je vhodná například pro kotle na zemní plyn, u kterých lze poměrně přesně měřit hmotnostní tok paliva. Pro kotle spalující biomasu je vhodnější využít nepřímou metodu, která spočívá v určení jednotlivých ztrát kotle, které odečteme od ideálního stavu (tj. účinnost jedna). Účinnost nepřímou metodou lze tedy spočítat pomocí následujícího vztahu:

$$\eta^t = 1 - Z_c - Z_{co} - Z_{sv} - Z_f - Z_k^t [-], \quad (4.51)$$

Metodika výpočtu sezónní energetické účinnosti je popsána v nařízení Komise (EU) 2015/1189, o kterém bylo pojednáno v kapitole 2.2. Samotný způsob výpočtu přiblížím v následujících odstavcích.

Sezónní energetická účinnost vytápění vnitřních prostorů  $\eta_s$  je pro kotle na tuhá paliva produkující pouze teplo definována jako:

$$\eta_s = \eta_{son} - F(1) - F(2). \quad (4.52)$$

1. Člen  $\eta_{son}$  v rovnici představuje sezónní energetickou účinnost vytápění vnitřních prostorů v aktivním režimu vyjádřená v procentech vypočtená pro:
  - a. Kotle s ručním přikládáním, které lze provozovat při 50 % nominálního výkonu v režimu nepřetržitého provozu a pro kotle s automatickým přikládáním:

$$\eta_{son} = 0,85 \cdot \eta_p + 0,15 \cdot \eta_n \quad (4.53.a)$$

- b. Kotle s ručním přikládáním, které nelze provozovat při 50 % nominálního výkonu v režimu nepřetržitého provozu:

$$\eta_{son} = \eta_n \quad (4.53.b)$$

Kde:

$\eta_p$  je užitečná účinnost při 30, % resp. 50 % jmenovitého tepelného výkonu [%]

$\eta_n$  je užitečná účinnost při jmenovitém tepelném výkonu [%]

2. Člen  $F(1)$  v rovnici představuje ztrátu sezónní energetické účinnosti vytápění vnitřních prostorů v důsledku upravených příspěvků regulace teploty.  $F(1) = 3$  %.
3. Člen  $F(2)$  v rovnici představuje záporný příspěvek k sezónní účinnosti vytápění vnitřních prostorů ze spotřeby pomocné elektrické energie, vyjádří se jako procentní podíl a vypočte se pro:
  - a. Kotle s ručním přikládáním, které lze provozovat při 50 % nominálního výkonu v režimu nepřetržitého provozu a pro kotle s automatickým přikládáním:

$$F(2) = 2,5 \cdot \frac{0,15 \cdot el_{max} + 0,85 \cdot el_{min} + 1,3 \cdot P_{SB}}{0,15 \cdot P_n + 0,85 \cdot P_p} \quad (4.54.a)$$

- b. Kotle s ručním přikládáním, které nelze provozovat při 50 % nominálního výkonu v režimu nepřetržitého provozu:

$$F(2) = 2,5 \cdot \frac{el_{max} + 1,3 \cdot P_{SB}}{P_n} \quad (4.54.b)$$

Kde:

$P_n$  je užitečný tepelný výkon při jmenovitém tepelném výkonu [kW]

$P_p$  je užitečný tepelný výkon při 30, % resp. 50 % jmenovitého tepelného výkonu [kW]

$el_{max}$  je spotřeba pomocné elektrické energie při jmenovitém tepelném výkonu [kW]

$el_{min}$  je spotřeba pomocné elektrické energie při 30 %, resp. 50 % jmenovitého tepelného výkonu [kW]

$P_{SB}$  je spotřeba pomocné elektrické energie v pohotovostním režimu [kW]

Mnou navrhovaný kotel je s automatickým přikládáním, proto pro výpočet využiji vzorce z varianty a).

V následující kapitole budu hledat právě takovou teplotu spalin za kotlem, aby sezónní energetická účinnost byla právě 77 %.



## 4.9. Teplota spalin za kotlem a sezónní účinnost kotle

Jak jsem uvedl na konci předchozí kapitoly, hledám takovou teplotu spalin za kotlem, při které je sezónní účinnost rovna právě 77 %. Na základě znalosti této teploty poté mohu rozhodnout, zda bude či nebude nutné pro dosažení chtěné účinnosti instalovat kondenzační výměník.

Výpočet jsem provedl numerickou iterací, v programu MS Excel. Výstupní teplota spalin z kotle mi vyšla  $t_k = 164$  °C.

Pomocí lineární regrese příslušné křivky v I-t diagramu získám entalpii spalin na výstupu z kotle. Dosazením této entalpie do rovnice 4.49 určím výslednou komínovou ztrátu:

$$Z_k = (1 - 0,0004) \cdot \frac{1893 - 169}{14\,307} = 11,99 \% \quad (4.49.2)$$

Při polovičním výkonu neuvažuji vznik nedokonalého spalování, který by měl způsobit nárůst ztráty chemickým nedopalem. Oproti tomu teplota uvnitř spalovací komory (tj. teplota nechlazeného plemene) se nezmění. To způsobí, že prostup tepla pláštěm zůstane taktéž nezměněný a poměrná ztráta sáláním při polovičním výkonu vzroste na dvojnásobek.

Hodnoty jednotlivých tepelných ztrát a tepelné účinnosti kotle při této teplotě jsem zpracoval do *tabulky 16*.

*Tabulka 16: Účinnost kotle pro jmenovitý a poloviční výkon*

Výkon	Výkon [kW]	Z <sub>c</sub> [%]	Z <sub>co</sub> [%]	Z <sub>sv</sub> [%]	Z <sub>k</sub> [%]	η [%]
Jmenovitý	120	0,04	0,34	3,06	11,99	<b>84,56</b>
Poloviční	60	0,04	0,34	6,13	11,99	<b>81,50</b>

Jednotlivé členy výpočtu sezónní účinnosti podle metodiky Ekodesign jsou zaneseny do *tabulky 17*.

*Tabulka 17: Výpočet sezónní účinnosti dle metodiky Ekodesign*

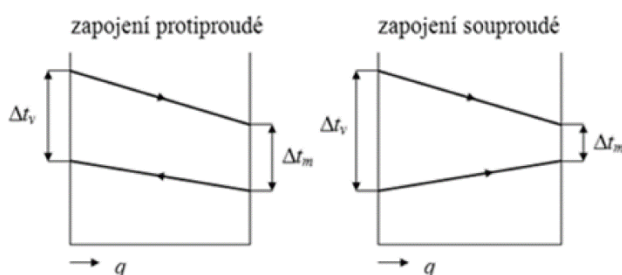
užitečná účinnost při nominálním výkonu	η <sub>n</sub>	84,56 %
užitečná účinnost při polovičním výkonu	η <sub>p</sub>	81,50 %
Člen F(1)	F(1)	3,00 %
Spotřeba pomoc. el. en. při jmen. výkonu	e <sub>l_max</sub>	0,50 kW
Spotřeba pomoc. el. en. při polovičním výkonu	e <sub>l_min</sub>	0,20 kW
Spotřeba pomoc. el. en. v pohotovostním režimu	P <sub>SB</sub>	0,154 kW
Užit. tepelný výkon při jmenovitém výkonu	P <sub>n</sub>	101,61 kW
Užit. tepelný výkon při polovičním výkonu	P <sub>p</sub>	48,96 kW
Člen F(2)	F(2)	1,96 %
sezónní energetická účinnost	η <sub>s</sub>	77,00 %

## 4.10. Tepelný výměník

Tepelný výměník je část kotle, ve které dochází k tepelné výměně mezi spalinami a pracovní látkou. Existují tři druhy tepelných výměníků:

- Rekuperační – stěny neprostupné pro hmotu, ale jen pro tepelný tok
- Regenerační – přenos tepla mezi zprostředkovává třetí látka
- Směšovací – teplo je přenášeno přímým kontaktem (např. chladičí věže)

U kotlů se nejčastěji používají rekuperační tepelné výměníky, které se dále dělí podle způsobu zapojení na protiproudé a souproudé, viz *obrázek 2* (zdroj [12]):



Obrázek 2: Teplotní spády při protiproudém a souproudém zapojení

. Za předpokladu instalace protiproudého výměníku je střední teplotní logaritmický rozdíl dán *rovnicí 4.55*:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} = \frac{(t_{NP} - t_{out}) - (t_k - t_{in})}{\ln \frac{t_{NP} - t_{out}}{t_k - t_{in}}} \text{ [}^\circ\text{C], [K]} \quad (4.55)$$

$t_{NP}$  [°C] je teplota nechlazeného plamene,

$t_{out}$  [°C] je teplota vody na výstupu z kotle,

$t_k$  [°C] je teplota spalin za kotlem,

$t_{in}$  [°C] je teplota vody na vstupu do kotle.

$$\Delta t_{ln} = \frac{(1123 - 150) - (164 - 70)}{\ln \frac{1123 - 150}{164 - 70}} = 377 \text{ K.} \quad (4.55.2)$$

Tento střední teplotní logaritmický rozdíl je dostatečně velký pro zaručení tepelného výměny mezi spalinami a vodou. Zároveň ani nehrozí, že by vodní pára obsažená ve spalinách kondensovala v komíně, protože rozdíl teploty spalin  $t_k$  za kotlem a teploty mezi sytosti vodních par  $t_{RB}$  (určené v kapitole 4.6) roven:

$$\Delta t = t_k - t_{RB} \quad (4.56)$$

$$\Delta t = (164,38 - 31,08) \text{ }^\circ\text{C} = 133,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tento teplotní rozdíl považuji za dostatečný pro to, aby vodní pára obsažená ve spalinách nekondensovala ani v komíně.

Při zvolených parametrech horkovodního kotle pro splnění norem pro uvedení kotle na trh není **nutná instalace kondenzačního výměníku**.

---

## 5. Závěr

V této bakalářské práci jsem posoudil účinnost horkovodního kotle spalujícího biomasu z pohledu požadavků norem pro uvedení na trh.

Nejprve jsem provedl rešerši platných vyhlášek a norem týkajících se horkovodních kotlů, včetně certifikace Ekodesign. Ta se sice v současné době horkovodním kotlům neuděluje, nicméně v úvodu práce a v kapitole 2.2 jsem uvedl důvody, proč je z mého důvodu do budoucna relevantní.

Dále jsem v této práci shrnul výsledky rešerše horkovodních kotlů na biomasu a výsledky průzkumu trhu horkovodních kotlů o výkonu do 10 MW se zaměřením pozornosti na zařízení o co nejnižším nominálním výkonu.

Ve čtvrté části jsem se věnoval posouzení nutnosti instalace kondenzačního výměníku pro splnění norem pro uvedení navrhovaného horkovodního kotle na trh. V kapitole 4.10 vyšlo najevo, že kondenzační výměník nebude potřeba.

Toto tvrzení je založeno na výpočtu tepelných ztrát zařízení se zadanou geometrií. Zejména na základě ztráty fyzickým teplem spalin a odhadem ztráty sáláním a vedením tepla do okolí, jejíž výpočet jsem provedl dvěma různými metodami.

---

## Literatura

- [1] “Vnitrostátní plán České republiky v oblasti energetiky a klimatu | MPO.” [Online]. Available: <https://www.mpo.cz/cz/energetika/strategicke-a-koncepcni-dokumenty/vnitrostatni-plan-ceske-republiky-v-oblasti-energetiky-a-klimatu--252016/>. [Accessed: 02-Jun-2021].
- [2] NCEÚ, “ZPRÁVA O ČINNOSTI NÁRODNÍHO CENTRA ENERGETICKÝCH ÚSPOR, z.s.,” 2019.
- [3] “ČSN 07 0021 | ČSN online.” [Online]. Available: <https://csnonline.agentura-cas.cz/Detailnormy.aspx?k=24793>. [Accessed: 25-Feb-2021].
- [4] “Ekodesign výrobků spojených se spotřebou energie | MPO.” [Online]. Available: <https://mpo.cz/dokument158127.html>. [Accessed: 09-Feb-2021].
- [5] P. O. of the E. Union, “Nařízení Komise (EU) 2015/1189 ze dne 28. dubna 2015, kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES, pokud jde o požadavky na ekodesign kotlů na tuhá paliva (Text s významem pro EHP),” Apr. 2015.
- [6] “ČSN EN 303-5 | ČSN online.” [Online]. Available: <https://csnonline.agentura-cas.cz/Detailnormy.aspx?k=57735>. [Accessed: 25-Feb-2021].
- [7] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M. O. McLinden, “NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 8.0.”.
- [8] “ČSN EN 17225-4.” [Online]. Available: <https://csnonline.agentura-cas.cz/Detailnormy.aspx?k=96416>.
- [9] “Analýza plyných produktů samozáhřevu lesní štěpky - TZB-info.” [Online]. Available: <https://oze.tzb-info.cz/biomasa/13548-analyza-plynnych-produktu-samozahrevu-lesni-stepky>. [Accessed: 12-Feb-2021].
- [10] J. VOTAVA, “POTENCIÁL BIOMASY V ČR A NÁKLADY NA JEJÍ ENERGETICKÉ VYUŽITÍ - I,” 2008.
- [11] P. ELBL, “DEGRADACE BIOMASY PŘI SKLÁDKOVÁNÍ,” 2016.
- [12] T. Dlouhý, *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha, 2011.
- [13] “Žáruvzdorné izolační cihly JM - TACHTECH s.r.o.” [Online]. Available: <http://www.tachtech.cz/materialy/cz/produkty/zaruvzdorne-materialy/zaruvzdorne-cihly/113-zaruvzdorne-izolacni-cihly-jm.html>.

## Přílohy

Příloha 1 se vztahuje ke kapitole 4.2 a obsahuje výsledek chemického rozboru biomasy spalované v zařízení Wave 120. Stejně složení paliva předpokládám i pro navrhovaný horkovodní kotel na biomasu.

*Příloha 1: Chemický rozbor paliva v původním stavu*

Obsah uhlíku v palivu	$C_r$	38,38	%
Obsah vodíku v palivu	$H_r$	5,22	%
Obsah dusíku v palivu	$N_r$	0,2	%
Obsah síry v palivu	$S_r$	0,01	%
Obsah kyslíku v palivu	$O_r$	31,51	%
Obsah popelovin v palivu	$A_r$	4,38	%
Voda v původním stavu	$W_r$	20,3	%

Obsahem příloh 2-5 jsou tabulky závislostí tepelné vodivosti materiálů na teplotě. Hodnoty byly získány z dokumentace výrobců, respektive z [13] pro šamotové, žáruvzdorné cihly.

*Příloha 2: Závislost tepelné vodivosti šamotových cihel na teplotě*

<b><math>t</math> [°C]</b>	<b>400</b>	<b>600</b>	<b>800</b>	<b>1000</b>	<b>1200</b>
$\lambda$ [W/mK]	0,25	0,27	0,3	0,33	0,35

*Příloha 3: Závislost tepelné vodivosti sibralu na teplotě*

<b><math>t</math> [°C]</b>	<b>600</b>	<b>800</b>	<b>1000</b>
$\lambda$ [W/mK]	0,13	0,16	0,19

*Příloha 4: Závislost tepelné vodivosti izolačních cihel na teplotě*

<b><math>t</math> [°C]</b>	<b>50</b>	<b>300</b>	<b>600</b>	<b>750</b>
$\lambda$ [W/mK]	0,1	0,13	0,16	0,19

*Příloha 5: Závislost tepelné vodivosti izolace LSP-H na teplotě*

<b><math>t</math> [°C]</b>	<b>50</b>	<b>100</b>	<b>150</b>	<b>200</b>	<b>250</b>	<b>300</b>	<b>400</b>	<b>500</b>	<b>600</b>
$\lambda$ [W/mK]	0,046	0,056	0,07	0,086	0,106	0,129	0,188	0,264	0,363