



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

## PARNÍ GENERÁTOR

STEAM GENERATOR

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petra Krčálová

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2016



# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Studentka: **Bc. Petra Krčálová**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.**  
Akademický rok: 2015/16

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 diplomové práce:

## Parní generátor

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte parní generátor (kotel na odpadní teplo) do výfuku vznětového spalovacího motoru velkého výkonu (nad 10 MW). Uvedené motory mohou spalovat jak tradiční motorovou naftu, tak plyn a jiná uhlovodíková paliva. V některých případech je sdruženo na jednom místě více těchto strojů, takže vytvářejí elektrárny s výkonem nad 100 MW.

Výfuky motorů jsou zaváděny do parního kotle na odpadní teplo. Vyrobená pára je využita v kondenzačním parním Rankin- Clausově cyklu pro výrobu elektrické energie.

Řada těchto motorů pracuje také v oblasti lodních pohonů, případně na menších ostrovech či vzdálených lokalitách.

Navrhněte parní generátor do výfuku za vznětový motor o výkonu 10 MW.

Parní kotel na odpadní teplo produkuje páru o teplotě 380 °C, tlaku 25 bar(a) při hmotnostním průtoku 10 t/hod.

### Cíle diplomové práce:

Navrhněte parní generátor pro výše uvedené parametry spalin a páry, případně pro upravené parametry z důvodu optimálního řešení.

Proveďte porovnání navržených variant z hlediska volby hlavních parametrů majících rozhodující vliv na návrh parního generátoru jako jsou např. „pinch point temperature difference“, „approach point temperature difference“, žebrované teplosměnné plochy a pod.

V návaznosti na řešení turbínové části proveďte odhad návratnosti investice

### Seznam literatury:

Kadrnožka, J.: Paroplynové elektrárny a teplárny, SNTL, Praha, 1981

Buecker, B.: Basics of boiler and HRSG design, PennWell, Tulsa, 2002

Ganapathy, V.: Heat-recovery steam generators: Understead the basics, Chemical Engineering, August, 1996, pp. 32-45

Ganapathy, V.: Heat-recovery steam generators: Performance management and improvement, Woodhead Publishing, Ltd., 2011

Boyce, M., P.: Combined cycle power plants, Woodhead Publishing, Ltd., 2012

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 26. 10. 2015



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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan

## ABSTRAKT

Diplomová práce na téma Parní generátor pojednává o zlepšení účinnosti vlivem využití kombinovaného cyklu při výrobě elektrické energie. V první části práce jsou uvedeny možnosti využití spalovacích motorů v energetice a popsány jejich výhody a nevýhody při výrobě elektřiny. Dále je popsána koncepce využití spalovacího motoru v kombinovaném cyklu a zlepšení účinnosti výroby elektřiny vlivem použití kotle na odpadní teplo a parní turbíny. V druhé části je konstrukční návrh parního generátoru, který je napojen za zvolený spalovací motor o výkonu vyšším než 10 MW. Zda-li je tato koncepce výdělečná a konkurence schopná je uvedeno v poslední kapitole zabývající se návratností investice. V této kapitole je porovnáno několik možných variant použití a ukázán vliv ceny paliva na návratnost této koncepce.

## ABSTRACT

Master thesis on topic steam generator deal with about improving the efficiency due to the use of combined cycle while producing electrical energy. The first part includes the possibility of using combustion engines in the energy sector and describes their advantages and disadvantages in the production of electricity. Further described is the use of the concept of a combustion engine in a combined cycle, and improving the efficiency of electricity through the use of waste heat boilers and steam turbines. The second part is design of the steam generator, which is connected behind the chosen combustion engine with power exceeding 10 MW. Whether this concept is profitable and competitive is in mentioned in the last chapter dealing with the return entry investment. In this chapter is compared several variants use and a demonstration of the impact of fuel prices on the profitability of this concept.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Kotel na odpadní teplo, HRSG, spalovací motor, kombinovaný cyklus, ekonomické zhodnocení

## KEY WORDS

Heat recovery steam generator, HRSG, combustion engine, combined cycle, economic evaluation



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

**KRČÁLOVÁ, P.** *Parní generátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 101 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..





## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že diplomovou práci na téma Parní generátor jsem vypracovala samostatně na základě použité literatury uvedené v seznamu a odborných konzultací pod vedením doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

V Brně, dne .....

Podpis .....



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Jan Fiedlerovi, Dr. za odborné vedení, cenné rady, připomínky a věnovaný čas při tvorbě této práce. Dále bych ráda poděkovala panu Ing. Antonínu Vybíralovi za konzultace a pomoc s výpočtovou částí a také firmám GE Power s.r.o., EnviTec Biogas a Wärtsilä za poskytnuté informace.

Děkuji.



**OBSAH**

ÚVOD.....	15
1 SPALOVACÍ MOTOR.....	16
1.1 Aplikace spalovacích turbín a motorů v energetice.....	16
1.2 Využití kombinovaného cyklu se spalovacím motorem.....	17
1.3 Volba spalovacího motoru.....	18
1.3.1 Parametry zvoleného motoru.....	19
1.4 Parametry parní turbíny.....	21
2 SPALOVÁNÍ.....	22
2.1 Palivo.....	22
2.2 Produkty stechiometrického spalování.....	24
2.2.1 Kapalné palivo.....	24
2.2.2 Plynné palivo.....	26
2.3 Produkty při spalování s přebytkem vzduchu.....	27
2.3.1 Přídavky složek spalin při spalování s přebytkem vzduchu.....	28
2.3.2 Složení spalin na výstupu z motoru.....	29
2.4 Spotřeba paliva.....	32
2.5 Množství spalin na výstupu z motoru.....	33
3 TEPELNÝ VÝPOČET.....	35
3.1 Pilový diagram.....	35
3.2 Parametry páry.....	36
3.2.1 Teplený výkon jednotlivých výhřevných ploch.....	38
3.3 Parametry spalin.....	39
3.3.1 Postup výpočtu vstupních parametrů spalin.....	40
3.3.2 Přídavné spalování.....	41
3.3.3 Složení nových spalin.....	43
3.3.4 Vstupní parametry spalin.....	44
3.3.5 Parametry spalin na výstupu z přehříváků a ekonomizéru.....	45
3.3.6 Ztráta sáláním a konvekcí.....	47
3.3.7 Komínová ztráta.....	47
3.4 Skutečný pilový diagram.....	48
4 KONSTRUKČNÍ VÝPOČET.....	49
4.1 Volba trubek kotle.....	49
4.2 Návrh spalinového kanálu.....	50
4.2.1 Počet trubek v jedné řadě.....	50
4.2.2 Rozměry spalinového kanálu.....	51
4.3 Postup výpočtu výhřevných ploch.....	53
4.4 Výhřevná plocha přehříváku 2.....	54
4.4.1 Vstupní hodnoty pro přehřívák 2.....	54
4.4.2 Výpočet parametrů geometrie.....	58
4.4.3 Výpočet prostupu tepla.....	59
4.5 Výhřevná plocha přehříváku 1.....	64
4.5.1 Vstupní hodnoty pro přehřívák 1.....	65
4.5.2 Výstupní hodnoty pro přehřívák 1.....	66
4.6 Výhřevná plocha výparníku.....	66
4.6.1 Vstupní hodnoty pro výparník.....	67
4.6.2 Výpočet parametrů geometrie.....	68
4.6.3 Výpočet prostupu tepla.....	70
4.7 Výhřevná plocha ekonomizéru.....	72

---

4.7.1	Vstupní hodnoty pro ekonomizér .....	72
4.7.2	Výstupní hodnoty pro ekonomizér .....	73
4.8	Pevnostní kontrola trubek.....	74
4.9	Tlakové ztráty kotle.....	76
4.10	Shrnutí konstrukčního provedení kotle .....	77
5	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ ENERGETICKÉHO CELKU .....	79
5.1	Investiční náklady .....	79
5.2	Náklady na výrobu elektřiny .....	80
5.3	Návratnost .....	83
	ZÁVĚR .....	86
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	88
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	90
	SEZNAM TABULEK.....	90
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ .....	92
	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK.....	100
	SEZNAM PŘÍLOH.....	101

## ÚVOD

Vlivem rostoucí poptávky po elektřině, si mnohem více uvědomujeme závislost na fosilních palivech. S větší spotřebou těchto paliv na výrobu elektřiny se jejich zásoba rychle tenčí. Snažíme se proto najít jiné zdroje elektrické energie, a to nejlépe takové, které jsou buď rychle obnovitelné, nebo nevyčerpatelné.

V současnosti se mnoho zemí snaží zvýšit podíl vyráběné elektřiny z obnovitelných zdrojů, ale zatím není možné, abychom mohli být závislí pouze na nich. Tento problém by v budoucnosti mohla vyřešit možnost velké akumulace elektřiny. Bohužel vývoj zatím není tak daleko a proto se snažíme fosilními palivy šetřit. Snaha je na straně modernizace zařízení, zvyšování účinnosti zařízení a případně dalšího využití odpadních produktů. Výhodou zvýšení účinnosti při výrobě elektřiny je potřeba méně paliva na výrobu 1 kWh<sub>el</sub>. S redukcí množství spotřebovaného paliva přichází i mnoho dalších pozitivních změn. Například nižší produkce emisí, v případě dopravy paliva ze vzdálenějšího místa budou i nižší náklady na dopravu atd. To vše by se mohlo příznivě odrazit i ceně elektřiny pro konečného spotřebitele a na kvalitě životního prostředí.

Velice dobrou strategií je zvyšování účinnosti použitím kombinovaného cyklu. Nejčastěji se využívají následující varianty. Kombinovaná výroba elektřiny a tepla, případně pokud teplo není potřeba, využívá se kombinovaný cyklus pouze na výrobu elektřiny. Takovou aplikací jsou paroplynové elektrárny, kde je použita spalovací turbína, kotel na odpadní teplo a parní turbína. Ovšem tyto celky jsou většinou investičně nákladné a nemohou konkurovat jiným zdrojům, které i s menší účinností vyrábí elektřinu levněji. Proto je dobré hledat nové koncepce s vysokou účinností a nejlépe s co nejnižší investicí, aby návratnost takové koncepce byla rychlá a stala se tak i lákavou nabídkou pro investory.

Obsahem této práce je návrh koncepce na výrobu elektřiny, použitím spalovacího motoru v kombinovaném cyklu s parní turbínou. Jaké nejlepší a nejekonomičtější využití by tato koncepce mohla mít, bude závěrem této práce včetně vypočítané návratnosti investice.

# 1 SPALOVACÍ MOTOR

## 1.1 Aplikace spalovacích turbín a motorů v energetice

Na výrobu elektrické energie se již po dlouhou dobu běžně využívají spalovací turbíny. Jednou z prvních energetických aplikací byla v roce 1939 zprovozněná elektrárna ve Švýcarsku s instalovaným výkonem 4 MW. Takovéto elektrárny slouží převážně jako zdroje na výrobu elektrické energie v době špičky (peak load), díky své výhodě rychlého najetí na plný výkon. Další široké uplatnění nachází v místech, kde není možné se připojit na elektrizační soustavu (ostrovní provoz zdroje), příkladem je použití jako zdroj energie na ropných plošinách. [23]

Z důvodu zvýšení účinnosti aplikace se spalovací turbínou se využívají kombinované paroplynové cykly. Díky nim se dá využít vysoký energetický potenciál spalin proudících ze spalovací turbíny. Ty jsou zavedeny do kotle na odpadní teplo, který využije vysokou teplotu spalin na přeměnu vody v páru. Vyrobena pára o potřebných parametrech je následně použita pro parní turbínu připojenou ke generátoru elektrické energie. Případně velice efektivní je využití paroplynového cyklu ke kombinované výrobě elektrické energie a tepla. Příkladem takovéto aplikace je teplárna Červený mlýn v Brně.

Velice podobné provozní vlastnosti jako spalovací turbína mají i spalovací motory. Oproti turbínám mají samozřejmě nějaké nevýhody, ale i výhody. Tou hlavní a nejvyšší výhodou je nižší investiční náročnost. Vzhledem k sériové výrobě jsou motory dostupnější a levnější oproti spalovacím turbínám. Motory jsou vyráběny ve velkém výkonovém rozsahu, od jednotek kW až po desítky MW.

Tab. 1 Výhody a nevýhody spalovacích motorů [27]

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> <li>- možnost rychlého najetí a odstávky</li> <li>- jednoduchá instalace</li> <li>- malé prostorové nároky</li> <li>- široký rozsah výkonů</li> <li>- vysoká účinnost v širokém výkonovém rozmezí</li> <li>- sériovost náhradních dílů</li> <li>- široký rozsah spalovaných paliv</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- hlučnost a vibrace</li> <li>- častý servis</li> <li>- emise NO<sub>x</sub> a CO</li> <li>- spotřeba mazacích olejů</li> </ul>

Díky relativně malým rozměrům a hmotnosti jsou v poslední době na vzrůstu kogenerační jednotky (KJ) pro decentralizovanou výrobu elektřiny a tepla. Ty mají širokou možnost využití. Nejběžnější použití je v domácnostech či pro zásobování menších obytných oblastí, kde nejpoužívanějším palivem bývá zemní plyn.

Motory dokážou spalovat velké množství druhů paliv, proto mohou být využity i pro spalování skládkových plynů, důlních plynů, nebo jsou součástí bioplynových stanic, kde spalují vzniklý bioplyn.

Motory velkých výkonů v ČR našly zatím uplatnění pouze jako důležité záložní zdroje neboli dieselaagregáty, například použité v jaderných elektrárnách. Ovšem v zahraničí jsou již zrealizované projekty elektráren se spalovacími motory, za kterými stojí například výrobce motorů Wärtsilä. Ten dokonce ve své studii uvádí, že za při spalování bio paliva s finanční podporou ve formě zelených bonusu, může být návratnost elektrárny složené z 10 spalovacích motorů o celkovém výkonu 180 MW<sub>el</sub>, už za 11 let. [24]





Obr. 1 Elektrárna se spalovacími motory o výstupním výkonu 100 MW<sub>el</sub> [24]

Nyní má společnost Wärtsilä podepsané kontrakty na dodávku a výstavbu tohoto typu elektráren v různých částech světa například v Norsku, Mexiku a Německu.

V Německu bude tato koncepce využita formou teplárny, kdy okolní oblasti bude zásobovat teplem a elektřina bude dodávána do sítě. Při nestálostech v síti vyvolaných vlivem funkce větrných elektráren, bude sloužit i pro zajištění stability v síti. Je to z důvodů, že motory mají dobrý regulovatelný výkon a v případě potřeby jsou schopny najet na plný výkon během několika minut. [24]

Motory se využívají pro výrobu elektřiny i v jiných aplikacích, například jsou použité pro lodní pohony. Pohon lodních šroubů je v řadě případů realizován vyrobenou elektřinou je to z důvodu využití elektromotorů s frekvenčním měničem, který umožňuje lepší regulaci a změnu otáček. [26]

## 1.2 Využití kombinovaného cyklu se spalovacím motorem

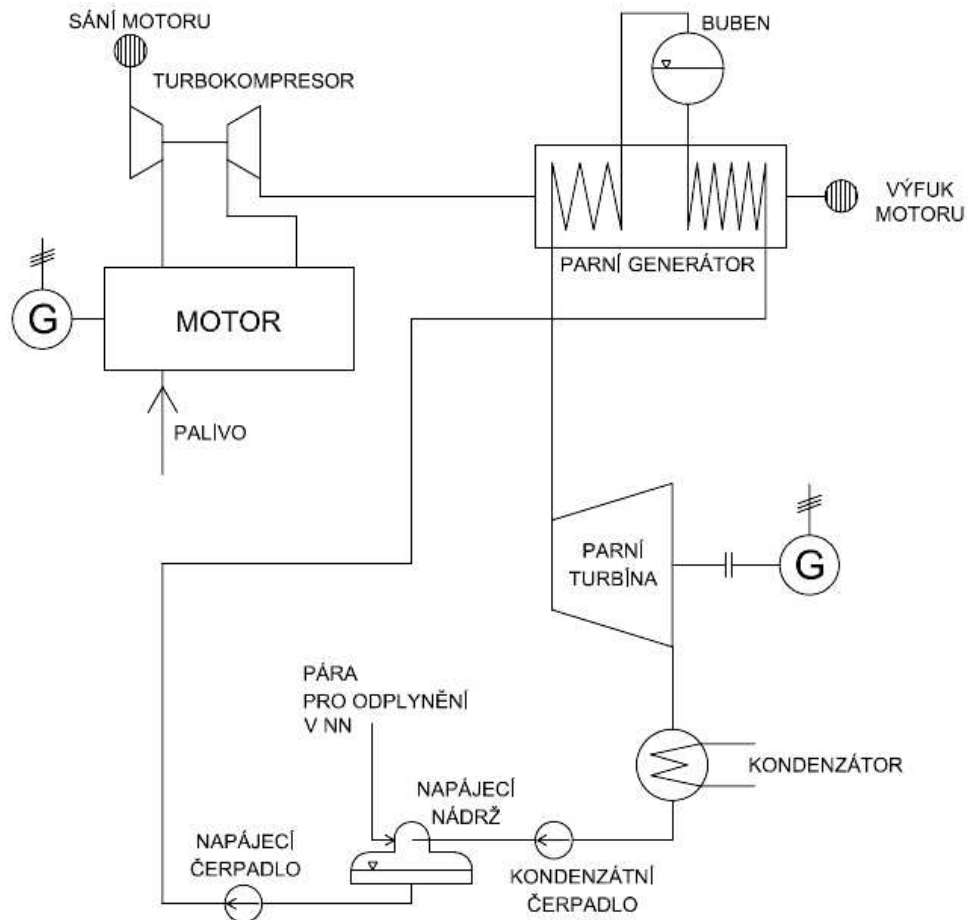
Vzhledem k rostoucímu využití spalovacích motorů pro výrobu elektřiny, je vhodné uvažovat o jejich možnostech zvýšení účinnosti výroby. Jednou z již využitých možností je zvýšení účinnosti použitím KJ. V KJ jsou odpadní spaliny z motoru využity pro ohřev vody, která je následně použita na vytápění, TUV apod.

Bohužel, ne vždy je možnost využití horké vody, hlavně v oblastech, kde jsou motory určeny pouze na výrobu elektřiny. Proto se jeví jako vhodná úvaha, použít motor, stejně jako spalovací turbínu, v kombinovaném cyklu. Použít odpadní spaliny z motoru pro výrobu páry, která bude následně využita pro další výrobu elektrické energie v parní turbíně.

Výhody kombinovaného cyklu [1]:

- vyšší účinnost celku
- spotřeba menšího množství paliva
- nižší náklady na výrobu 1 kWh
- nižší produkce emisí na vyrobenou kWh
- nižší investiční náklady na 1 kW výkonu
- krátká doba výstavby – bloková montáž

V následujících kapitolách bude pro tuto koncepci použití spalovacího motoru v kombinovaném cyklu navržen parní generátor, který pro základní úvahu bude napojen pouze za jeden zvolený spalovací motor. Celý tento návrh ukáže, jaká bude náročnost na zastavěnou plochu a z ekonomického zhodnocení vyplyne i několik variant, kde tato koncepce může najít uplatnění.



Obr. 2 Schéma kombinovaného cyklu se spalovacím motorem

### 1.3 Volba spalovacího motoru

Dle zadání této práce byl vybrán motor od výrobce Wärtsilä s označením 9L46DF a výstupním elektrickým výkonem 10 350 kW. Z důvodů variability spalování různých paliv je zvolena varianta DUAL FUEL, která umožňuje spalovat kapalná i plynná paliva. Podle označení jde o čtyřdobý motor s přímým vstřikováním paliva, s řadovým uspořádáním celkem 9 válců. Tyto motory jsou běžně používány pro pohony lodí, trajektů a při lodní dopravě LNG. [12]

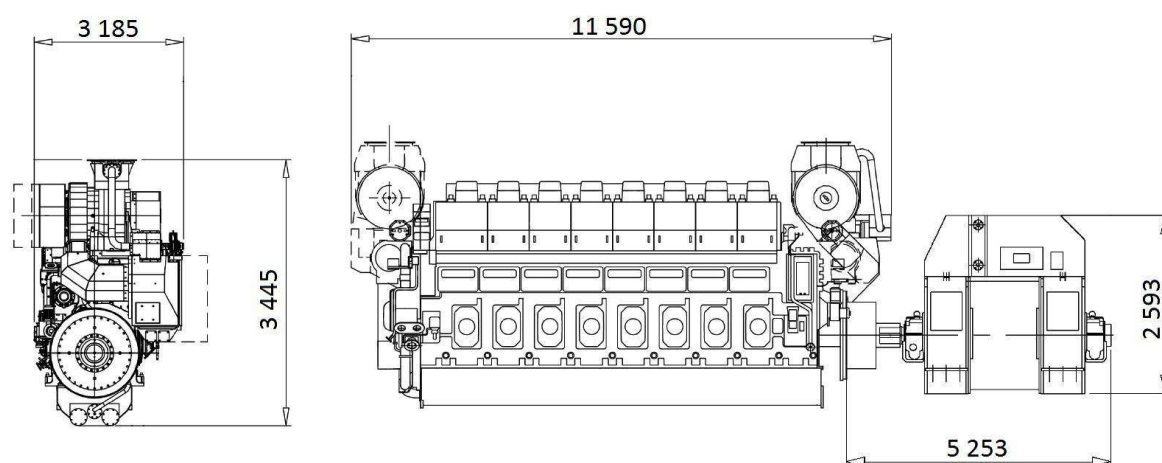


Obr. 3 Motor Wärtsilä 9L46DF [12]

Dalším výrobcem tohoto typu je společnost MAN. Jejich motory mají podobné výkonnostní hladiny a další parametry jako například spotřebu paliva, jako konkurenční motory firmy Wärtsilä. Bohužel v technické specifikaci motorů MAN nejsou uvedeny některé potřebné informace pro následující výpočty, například výstupní teplota spalin z motoru. Z tohoto důvodu jsou všechny technické údaje pro výpočet použity od výrobce Wärtsilä.

### 1.3.1 Parametry zvoleného motoru

V následujících tabulkách budou uvedeny všechny technické údaje, které jsou potřeba pro výpočty spalování a konstrukční návrh parního generátoru. Zvolený motor váží 146 tun a hlavní rozměry včetně generátoru jsou patrné z následujícího obrázku. [12]



Obr. 4 Rozměry motoru Wärtsilä 9L46DF [12]

Tab. 2 Základní údaje o motoru z technické specifikace [12]

		Gas mode	Diesel mode
<b>Výkon</b>	kW	10 350	
<b>Elektrická účinnost motoru</b>	%	46	
<b>Teplota spalin na výstupu z motoru</b>			
<b>100 % výkon</b>	°C	354	354
<b>75 % výkon</b>	°C	405	377
<b>50 % výkon</b>	°C	-	320
<b>Spotřeba plynného paliva</b>			
<b>100 % výkon</b>	$\text{kJ}\cdot\text{kWh}^{-1}$	7 248	-
<b>75 % výkon</b>	$\text{kJ}\cdot\text{kWh}^{-1}$	7 551	-
<b>50 % výkon</b>	$\text{kJ}\cdot\text{kWh}^{-1}$	8 105	-
<b>Spotřeba kapalného paliva</b>			
<b>100 % výkon</b>	$\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$	1	185
<b>75 % výkon</b>	$\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$	1,3	198
<b>50 % výkon</b>	$\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$	3,4	204
<b>Součinitel přebytku spalování</b>	-	1,8	
<b>Maximální přípustná tlaková ztráta</b>	Pa	5 000	

Motor dokáže spalovat různé druhy paliv. V technické specifikaci jsou konkrétně uvedena paliva - zemní plyn, motorová nafta, těžké topné oleje a bio-paliva. Pro každé palivo je zde také uvedeno, jakou minimální kvalitu musí palivo mít, aby nedošlo k poškození motoru. U zemního plynu jde například o minimální obsah metanu, výhřevnost, maximální hodnoty obsahu sirovodíku a podobně.

V poslední kapitole při stanovování návratnosti bude rozhodující, jak často motor bude v provozu. Tato doba není dána pouze požadavkem provozovatele, ale provoz motoru je ovlivňován servisními intervaly a životností jednotlivých komponent motoru. Pro zajištění, co nejdélní životnosti celého motoru, je důležité dodržovat správný a kvalitní servis. Ten je obvykle zajištěn výrobcem motoru a společnost Wartsilä provádí servis svých zařízení za cenu 6 EUR·MWh<sup>-1</sup>, která nesmí být opomenuta v nákladech na výrobu elektřiny. [12]

Tab. 3 Servisní intervaly a životnost dílů motoru [12]

Komponent	Servisní intervaly [hod]	Životnost [hod]
<b>Vstříkovací čerpadlo</b>		
- vstříkovací trysky	3 000	6 000
- komponenty vstříkovací pumpy	12 000	24 000
<b>Hlava válců</b>	12 000	60 000
- sedla sacích ventilů	-	36 000
- sací ventily	-	24 000
- sedla výfukových ventilů	-	36 000
- výfukové ventily	-	12 000
<b>Koruna pístů</b>	-	36 000
<b>Plášť pístu</b>	-	60 000
<b>Pístní kroužky</b>	12 000	12 000
<b>Vložka válců</b>	12 000	60 000
<b>Pístní čep</b>	12 000	60 000
<b>Ložisko pístního čepu</b>	12 000	36 000
<b>Ložisko ojnice</b>	-	36 000
- kontrola	12 000	-
- výměna	36 000	-
<b>Ložiska klikové hřídele</b>	-	36 000
- kontrola	18 000	-
- výměna	36 000	-
<b>Ložiska vačkové hřídele</b>	-	60 000
- kontrola	12 000	-
- výměna	60 000	-
<b>Turbodmychadlo (kontrola a čištění)</b>	12 000	-
<b>Mezichladič stlačeného vzduchu</b>	6 000	36 000
<b>Silentbloky, součástky z gumy</b>	-	60 000

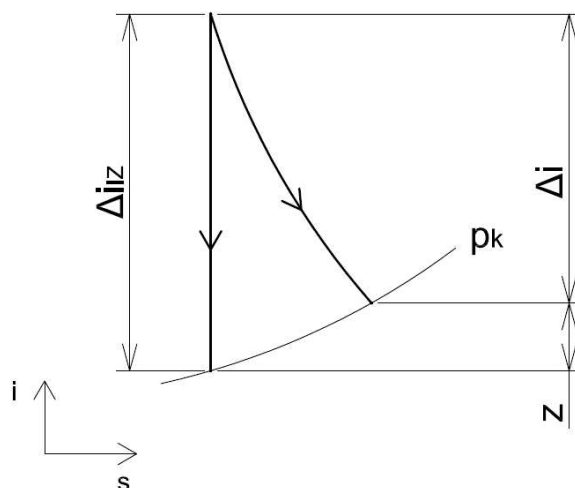
## 1.4 Parametry parní turbíny

Jelikož kompletní návrh turbíny není požadavkem této práce, stačí pro konečné zhodnocení znát pouze její výkon a případně velikost celku, tedy turbíny včetně generátoru a příslušenství.

Vstupní parametry na turbínu jsou rovny výstupním hodnotám páry z kotle, nebudou zde uvažovány možné ztráty při dopravě mezi kotlem a turbínou. Pro zadané hodnoty teploty a tlaku na výstupu z kotle je pomocí parních tabulek určena entalpie páry, která je rovna  $3\,195 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ , a entropie rovnající se  $6,949 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ .

Aby tato koncepce mohla být použita na různých místech, může být uvažována buď vodní kondenzace, nebo v případě nedostatku vody na chlazení, kondenzace vzduchová. Turbína je v obou případech navržena na tlak v kondenzátoru, který je roven 0,1 bar. Z tohoto tlaku a entropie, která je při expanzi páry v turbíně konstantní a rovná se tedy entropii před turbínou, se určí pomocí parních tabulek entalpie za turbínou. Ta je pro dané hodnoty rovna  $2\,201,17 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ .

Na následujícím obrázku je průběh expanze páry v turbíně. Ze zadaných údajů je možné vypočítat izoentropickou expanzi, tj. expanzi beze ztrát. Ovšem celé turbosoustrojí nedokáže pracovat beze ztrát a tak uvažovaná účinnost celku včetně převodovky je 75 %.



Obr. 5 Průběh expanze v turbíně

Vztah pro výpočet výkonu turbíny:

$$P_t = M_p \cdot \Delta i_{IZ} \cdot \eta = M_p \cdot (i_1 - i_k) \cdot \eta \quad [\text{kW}]$$

kde:	$P_t$	[kW]	elektrický výkon turbíny,
	$M_p$	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtok páry,
	$\Delta i_{IZ}$	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$	rozdíl entalpií při izoentropické expanzi,
	$i_1$	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$	entalpie páry na výstupu z kotle,
	$i_k$	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$	entalpie páry na výstupu z turbíny,
	$\eta$	[-]	účinnost turbosoustrojí.

$$P_t = M_p \cdot (i_1 - i_k) \cdot \eta = 2,778 \cdot (3\,195 - 2\,201,17) \cdot 0,75 \quad (1)$$

$$P_t = 2\,070,64 \text{ kW}$$

Celkové rozměry rámu, na kterém jsou uloženy všechny potřebné komponenty turbosoustrojí, je šířka ku délce rovna 2,5 x 4,5 metrů.

## 2 SPALOVÁNÍ

### 2.1 Palivo

Pro návrh kotle je důležité stanovit složení spalin, procentuální podíl jednotlivých složek spalin, které vzniknou při spalovacím procesu v motoru, a jejich základní vlastnosti. Protože zvolený typ motoru může spalovat kapalná i plynná paliva, je pro větší variabilitu využití uvažováno více druhů kapalných paliv a zemní plyn. Hmotnostní složení kapalných paliv a objemové složení zemního plynu je uvedené v tab. 4 a je porovnáno z více zdrojů literatury a vypočteno průměrné složení daného typu paliva.

Tab. 4 Složení kapalných a plyných paliv [6] [7] [8]

Kapalná paliva		Petrolej	Destilát	LTO	TTO	Motorová nafta
<b>C</b>	% hm.	86,5	86,5	85,55	85,7	86
<b>H</b>	% hm.	13,2	12,8	11,7	10,5	12,36
<b>S</b>	% hm.	0,1	0,4	1	1,8	0,1
<b>N</b>	% hm.	0,2	0,2	0,7	0,92	0,5
<b>O</b>	% hm.	0	0	0	0	0
<b>W</b>	% hm.	0	0,1	1	1	1
<b>A</b>	% hm.	0	0	0,05	0,08	0,04
<b>Výhřevnost</b>	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	45 357	44 895	43 267	41 930	44 139
Plynná paliva $\omega_i$		Zemní plyn				
<b>CH<sub>4</sub></b>	% obj.	97,8				
<b>C<sub>2</sub>H<sub>6</sub></b>	% obj.	1,45				
<b>C<sub>3</sub>H<sub>8</sub></b>	% obj.	0,01				
<b>N<sub>2</sub></b>	% obj.	0,72				
<b>CO<sub>2</sub></b>	% obj.	0,02				
<b>Výhřevnost</b>	$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	49 330				

Výhřevnost uvedená u kapalného paliva je vypočítána pomocí rovnice pro spalné teplo (HHV) určené dle vztahu Dulong a Petit [6]. Z ní je následně stanovena výhřevnost při teplotě 0 °C, pro kterou je výparné teplo vody  $h_g$  rovno  $2\,500,9 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ . Vzorové výpočty u kapalných paliv budou v této práci počítány pro motorovou naftu.

$$\begin{aligned}
 HHV &= 33\,823 \cdot C + 144\,249 \cdot \left(H - \frac{O}{8}\right) + 9\,418 \cdot S = \\
 &= 33\,823 \cdot 0,86 + 144\,249 \cdot \left(0,1236 - \frac{0}{8}\right) + 9\,418 \cdot 0,001 = \\
 &= 46\,926,37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
 Q_i^r &= HHV - (8,9362 \cdot H + W) \cdot h_g = \\
 &= 46\,926,37 - (8,9362 \cdot 0,1236 + 0,01) \cdot 2\,500,9 = \mathbf{44\,139,1 \frac{kJ}{kg}} \quad (3)
 \end{aligned}$$

Výhřevnost zemního plynu je stanovena dle složení paliva a výhřevnosti jednotlivých složek v palivu při teplotě 0 °C a tlaku 101 325 Pa [7]. Vlastnosti jednotlivých složek zemního plynu jsou uvedeny v tab. 5.

Tab. 5 Vlastnosti složek zemního plynu [10]

	Výhřevnost	Molární hmotnost
	$Q_i^r$	$M_i$
	[kJ·mol <sup>-1</sup> ]	[kg·kmol <sup>-1</sup> ]
<b>CH<sub>4</sub></b>	802,82	16,042
<b>C<sub>2</sub>H<sub>6</sub></b>	1 429,12	30,068
<b>C<sub>3</sub>H<sub>8</sub></b>	2 043,71	44,094
<b>N<sub>2</sub></b>	-	28,013 4
<b>CO<sub>2</sub></b>	-	44,009 8

Molární hmotnost směsi:

$$\begin{aligned}
 M_{ZP} &= \sum \omega_i \cdot M_i = \omega_{CH_4} \cdot M_{CH_4} + \omega_{C_2H_6} \cdot M_{C_2H_6} + \omega_{C_3H_8} \cdot M_{C_3H_8} + \\
 &+ \omega_{N_2} \cdot M_{N_2} + \omega_{CO_2} \cdot M_{CO_2} = 0,978 \cdot 16,042 + 0,0145 \cdot 30,068 + \\
 &+ 0,0001 \cdot 44,094 + 0,0072 \cdot 28,0134 + 0,0002 \cdot 44,0098 = \mathbf{16,341 \frac{kg}{kmol}} \quad (4)
 \end{aligned}$$

Výhřevnost zemního plynu:

$$\begin{aligned}
 Q_{ZP}^r &= \frac{\sum \omega_i \cdot Q_i^r}{M_{ZP}} = \frac{\omega_{CH_4} \cdot Q_{CH_4}^r + \omega_{C_2H_6} \cdot Q_{C_2H_6}^r + \omega_{C_3H_8} \cdot Q_{C_3H_8}^r}{M_{ZP}} = \\
 &= \frac{0,978 \cdot 802,82 + 0,0145 \cdot 1\,429,12 + 0,0001 \cdot 2\,043,71}{\frac{16,341}{1\,000}} = \mathbf{49\,330 \frac{kJ}{kg}} \quad (5)
 \end{aligned}$$

Protože složky spalin vzniklé při spalování budou počítány v jednotkách kg·kg<sub>pal</sub><sup>-1</sup>, je potřeba objemové složení ZP přepočítat na hmotnostní podíly složek plynu podle následujících vztahů. [7]

$$\sigma_{CH_4} = \frac{M_{CH_4} \cdot \omega_{CH_4}}{M_{ZP}} = \frac{16,042 \cdot 0,978}{16,341} \cdot 100 = \mathbf{96,02 \%} \quad (6)$$

$$\sigma_{C_2H_6} = \frac{M_{C_2H_6} \cdot \omega_{C_2H_6}}{M_{ZP}} = \frac{30,068 \cdot 0,0145}{16,341} \cdot 100 = \mathbf{2,67\%} \quad (7)$$

$$\sigma_{C_3H_8} = \frac{M_{C_3H_8} \cdot \omega_{C_3H_8}}{M_{ZP}} = \frac{44,094 \cdot 0,0001}{16,341} \cdot 100 = \mathbf{0,03\%} \quad (8)$$

$$\sigma_{N_2} = \frac{M_{N_2} \cdot \omega_{N_2}}{M_{ZP}} = \frac{28,0134 \cdot 0,0072}{16,341} \cdot 100 = \mathbf{1,23\%} \quad (9)$$

$$\sigma_{CO_2} = \frac{M_{CO_2} \cdot \omega_{CO_2}}{M_{ZP}} = \frac{44,0098 \cdot 0,0002}{16,341} \cdot 100 = \mathbf{0,05\%} \quad (10)$$

Tab. 6 Hmotnostní složky zemního plynu

$\sigma_i$	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
% hm.	96,02	2,67	0,03	1,23	0,05

## 2.2 Produkty stechiometrického spalování

Prvky C, H, S v kapalném palivu a H, CO, C<sub>m</sub>H<sub>n</sub> v plynném palivu jsou aktivními členy, které při spalování uvolňují chemicky vázanou energii. Jaké množství produktů vznikne při spalování aktivních členů a množství vzduchu, které je potřebné pro dokonalé spalování se určí podle rovnic uvedených v následujících podkapitolách.

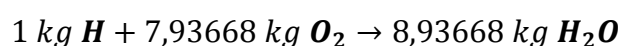
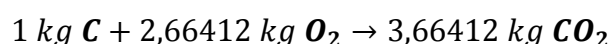
Při spalování je uvažováno standardní složení suchého vzduchu uvedeného v tab. 7. Vlhký vzduch je uvažován při následujících podmínkách – teplota 20 °C, tlak 101 325 Pa a relativní vlhkosti  $\varphi = 60\%$ . Programem pro vlhký vzduch se určilo, že měrná vlhkost vzduchu při těchto podmínkách je rovna  $x_m = 8,739 \frac{g_{H_2O}}{kg_{vz}}$ . [11]

Tab. 7 Hmotnostní složení suchého vzduchu

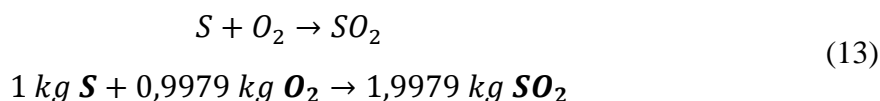
$\sigma_{i-vz}$	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	Ar
% hm.	23,145	75,526	0,046	1,283

### 2.2.1 Kapalně palivo

Stechiometrické vztahy při dokonalém spalování kapalného paliva: [7]







Výpočet spotřeby kyslíku pro spálení 1 kg paliva:

$$M_{O_2min} = 2,66412 \cdot C + 7,93668 \cdot H + 0,9979 \cdot S - O =$$

$$= 2,66412 \cdot \frac{86}{100} + 7,93668 \cdot \frac{12,36}{100} + 0,9979 \cdot \frac{0,1}{100} - \frac{0}{100} = 3,273 \frac{\text{kg}_{O_2}}{\text{kg}_{pal}} \quad (14)$$

Výpočet množství potřebného suchého vzduchu:

$$M_{vsmin} = \frac{1}{\sigma_{O_2-vz}} \cdot M_{O_2min} = \frac{1}{0,23145} \cdot 3,273 = 14,142 \frac{\text{kg}_{s.vz}}{\text{kg}_{pal}} \quad (15)$$

Výpočet množství potřebného vlhkého vzduchu:

$$M_{vvmin} = (1 + x_m) \cdot M_{vsmin} = (1 + 0,008739) \cdot 14,142 = 14,265 \frac{\text{kg}_{v.vz}}{\text{kg}_{pal}} \quad (16)$$

Množství CO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$M_{s,CO_2} = 3,66412 \cdot C + \sigma_{CO_2-vz} \cdot M_{vsmin} = 3,66412 \cdot \frac{86}{100} + 0,00046 \cdot 14,142$$

$$M_{s,CO_2} = 3,158 \frac{\text{kg}_{CO_2}}{\text{kg}_{pal}} \quad (17)$$

Množství SO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$M_{s,SO_2} = 1,9979 \cdot S = 1,9979 \cdot \frac{0,1}{100} = 0,002 \frac{\text{kg}_{SO_2}}{\text{kg}_{pal}} \quad (18)$$

Množství N<sub>2</sub> ve spalinách:

$$M_{s,N_2} = N + \sigma_{N_2-vz} \cdot M_{vsmin} = \frac{0,5}{100} + 0,75526 \cdot 14,142 = 10,686 \frac{\text{kg}_{N_2}}{\text{kg}_{pal}} \quad (19)$$

Množství Ar ve spalinách:

$$M_{s,Ar} = \sigma_{Ar-vz} \cdot M_{vsmin} = 0,01283 \cdot 14,142 = 0,181 \frac{\text{kg}_{Ar}}{\text{kg}_{pal}} \quad (20)$$

Množství H<sub>2</sub>O ve spalinách:

$$M_{s,H_2O} = 8,93668 \cdot H + W + x_m \cdot M_{vsmin} = 8,93668 \cdot \frac{12,36}{100} + \frac{1}{100} +$$

$$+ 0,008739 \cdot 14,142 = 1,238 \frac{\text{kg}_{H_2O}}{\text{kg}_{pal}} \quad (21)$$

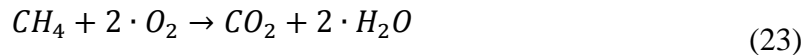
Celkové množství vzniklých spalin:

$$M_{svmin} = M_{s,CO_2} + M_{s,SO_2} + M_{s,N_2} + M_{s,Ar} + M_{s,H_2O} =$$

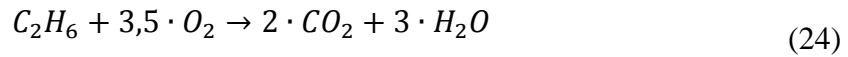
$$= 3,158 + 0,002 + 10,686 + 0,181 + 1,238 = 15,265 \frac{\text{kg}_{sp}}{\text{kg}_{pal}} \quad (22)$$

## 2.2.2 Plynné palivo

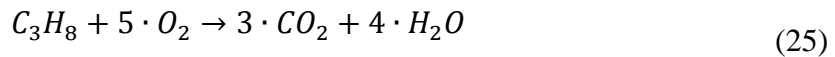
Stechiometrické vztahy při dokonalém spalování kapalného paliva: [7]



$$1 \text{ kg } CH_4 + 3,989189 \text{ kg } O_2 \rightarrow 2,743281 \text{ kg } CO_2 + 2,245908 \text{ kg } H_2O$$



$$1 \text{ kg } C_2H_6 + 3,724547 \text{ kg } O_2 \rightarrow 2,927192 \text{ kg } CO_2 + 1,797356 \text{ kg } H_2O$$



$$1 \text{ kg } C_3H_8 + 3,628268 \text{ kg } O_2 \rightarrow 2,9941 \text{ kg } CO_2 + 1,634168 \text{ kg } H_2O$$

Výpočet spotřeby kyslíku pro spálení 1 kg paliva:

$$\begin{aligned} M_{O_2min} &= 3,989189 \cdot \sigma_{CH_4} + 3,724547 \cdot \sigma_{C_2H_6} + 3,628268 \cdot \sigma_{C_3H_8} - \sigma_{O_2} = \\ &= 3,989189 \cdot \frac{96,02}{100} + 3,724547 \cdot \frac{2,67}{100} + 3,628268 \cdot \frac{0,03}{100} - \frac{0}{100} = \\ &= 3,931 \frac{kg_{O_2}}{kg_{pal}} \end{aligned} \quad (26)$$

Výpočet množství potřebného suchého vzduchu:

$$M_{vs min} = \frac{1}{\sigma_{O_2-vz}} \cdot M_{O_2min} = \frac{1}{0,23145} \cdot 3,9306 = 16,983 \frac{kg_{s.vz}}{kg_{pal}} \quad (27)$$

Výpočet množství potřebného vlhkého vzduchu:

$$M_{vv min} = (1 + x_m) \cdot M_{vs min} = (1 + 0,008739) \cdot 14,983 = 17,131 \frac{kg_{v.vz}}{kg_{pal}} \quad (28)$$

Množství CO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$\begin{aligned} M_{s,CO_2} &= \sigma_{CO_2} + 2,743281 \cdot \sigma_{CH_4} + 2,927192 \cdot \sigma_{C_2H_6} + 2,9941 \cdot \sigma_{C_3H_8} + \\ &+ \sigma_{CO_2-vz} \cdot M_{vs min} = \frac{0,05}{100} + 2,743281 \cdot \frac{96,02}{100} + 2,927192 \cdot \frac{2,67}{100} + \\ &+ 2,9941 \cdot \frac{0,03}{100} + 0,00046 \cdot 16,983 = 2,721 \frac{kg_{CO_2}}{kg_{pal}} \end{aligned} \quad (29)$$

Množství N<sub>2</sub> ve spalinách:

$$M_{s,N_2} = \sigma_{N_2} + \sigma_{N_2-vz} \cdot M_{vs min} = \frac{1,23}{100} + 0,75526 \cdot 16,983 = 12,839 \frac{kg_{N_2}}{kg_{pal}} \quad (30)$$

Množství SO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$M_{s,SO_2} = \sigma_{SO_2} = \frac{0}{100} = 0 \frac{kg_{SO_2}}{kg_{pal}} \quad (31)$$

Množství Ar ve spalinách:

$$M_{s,Ar} = \sigma_{Ar} + \sigma_{Ar-vz} \cdot M_{vs\ min} = \frac{0}{100} + 0,01283 \cdot 16,983 = \mathbf{0,281} \frac{kg_{Ar}}{kg_{pal}} \quad (32)$$

Množství H<sub>2</sub>O ve spalinách:

$$M_{s,H_2O} = \sigma_{H_2O} + 2,24591 \cdot \sigma_{CH_4} + 1,79736 \cdot \sigma_{C_2H_6} + 1,63417 \cdot \sigma_{C_3H_8} + \\ + x_m \cdot M_{vs\ min} = \frac{0}{100} + 2,24591 \cdot \frac{96,02}{100} + 1,79736 \cdot \frac{2,67}{100} + 1,63417 \cdot \frac{0,03}{100} + \\ + 0,008739 \cdot 16,983 = \mathbf{2,353} \frac{kg_{H_2O}}{kg_{pal}} \quad (33)$$

Celkové množství vzniklých spalin:

$$M_{sv\ min} = M_{s,CO_2} + M_{s,SO_2} + M_{s,N_2} + M_{s,Ar} + M_{s,H_2O} = \\ = 2,721 + 0 + 12,839 + 0,281 + 2,353 = \mathbf{18,131} \frac{kg_{sp}}{kg_{pal}} \quad (34)$$

Tab. 8 Složení spalin při stechiometrickém spalování různých druhů paliv

		Petrolej	Destilát	LTO	TTO	Motorová nafta	ZP
<b>O<sub>2</sub></b>	kg <sub>O<sub>2</sub></sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	3,353	3,324	3,218	3,1344	3,273	3,931
<b>Suchý vzduch</b>	kg <sub>s.vz.</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	14,487	14,363	13,902	13,543	14,142	16,983
<b>Vlhké spaliny</b>							
<b>CO<sub>2</sub></b>	kg <sub>CO<sub>2</sub></sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	3,176	3,176	3,141	3,146	3,158	2,721
<b>H<sub>2</sub>O</b>	kg <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	1,306	1,270	1,177	1,067	1,238	2,353
<b>SO<sub>2</sub></b>	kg <sub>SO<sub>2</sub></sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	0,002	0,008	0,020	0,036	0,002	0
<b>N<sub>2</sub></b>	kg <sub>N<sub>2</sub></sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	10,944	10,85	10,507	10,2377	10,686	12,839
<b>Ar</b>	kg <sub>Ar</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	0,186	0,184	0,178	0,174	0,181	0,218
<b>A</b>	kg <sub>pop.</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	0	0	0,0005	0,0008	0,0004	0
<b>Celkem</b>	kg <sub>sp.</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	15,614	15,489	15,024	14,661	15,265	18,131

### 2.3 Produkty při spalování s přebytkem vzduchu

Každé zařízení, které slouží ke spalování, spaluje s větším množstvím vzduchu, než je stechiometrické. Je to z důvodu zajištění dokonalého vyhoření hořlaviny v palivu. Velikost přebytku vzduchu je dána hlavně typem spalovacího zařízení, jeho výkonem a druhem paliva. Spalovací motory běžně spalují s větším přebytkem vzduchu, než například kotle na plynná či kapalná paliva, u kterých se dle použité technologie pohybuje  $\alpha$  do 1,15. Vybraný motor takto velkého výkonu spaluje s přebytkem vzduchu  $\alpha$  rovna 1,8.

### 2.3.1 Přídavky složek spalin při spalování s přebytkem vzduchu

Při spalování s přebytkem vzduchu se ke vzniklým spalinám musí přičíst i množství složek, ze kterých je vzduch složen. Jejich množství se odvíjí od velikosti součinitele přebytku vzduchu a celkového množství vzniklých spalin. Přídavky složek od vzduchu jsou určeny podle níže uvedených rovnic. [7]

Množství  $\text{CO}_2$  z přebytku vzduchu:

$$\begin{aligned} M_{\alpha, \text{CO}_2} &= (\alpha - 1) \cdot \sigma_{\text{CO}_2\text{-vz}} \cdot M_{vs \text{ min}} = (1,8 - 1) \cdot 0,00046 \cdot 14,142 = \\ &= \mathbf{0,0052} \frac{\text{kg}_{\text{CO}_2}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \end{aligned} \quad (35)$$

Množství  $\text{N}_2$  z přebytku vzduchu:

$$\begin{aligned} M_{\alpha, \text{N}_2} &= (\alpha - 1) \cdot \sigma_{\text{N}_2\text{-vz}} \cdot M_{vs \text{ min}} = (1,8 - 1) \cdot 0,75526 \cdot 14,142 = \\ &= \mathbf{8,5446} \frac{\text{kg}_{\text{N}_2}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \end{aligned} \quad (36)$$

Množství Ar z přebytku vzduchu:

$$\begin{aligned} M_{\alpha, \text{Ar}} &= (\alpha - 1) \cdot \sigma_{\text{Ar-vz}} \cdot M_{vs \text{ min}} = (1,8 - 1) \cdot 0,01283 \cdot 14,142 = \\ &= \mathbf{0,1452} \frac{\text{kg}_{\text{Ar}}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \end{aligned} \quad (37)$$

Množství  $\text{H}_2\text{O}$  z přebytku vzduchu:

$$\begin{aligned} M_{\alpha, \text{H}_2\text{O}} &= (\alpha - 1) \cdot x_m \cdot M_{vs \text{ min}} = (1,8 - 1) \cdot 0,008739 \cdot 14,142 = \\ &= \mathbf{0,0989} \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \end{aligned} \quad (38)$$

Množství  $\text{O}_2$  z přebytku vzduchu:

$$\begin{aligned} M_{\alpha, \text{O}_2} &= (\alpha - 1) \cdot \sigma_{\text{O}_2\text{-vz}} \cdot M_{vs \text{ min}} = (1,8 - 1) \cdot 0,23145 \cdot 14,142 = \\ &= \mathbf{2,6185} \frac{\text{kg}_{\text{O}_2}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \end{aligned} \quad (39)$$

Celkové množství vzniklých spalin z přebytku vzduchu:

$$\begin{aligned} M_{\alpha, sv} &= M_{\alpha, \text{CO}_2} + M_{\alpha, \text{N}_2} + M_{\alpha, \text{Ar}} + M_{\alpha, \text{H}_2\text{O}} + M_{\alpha, \text{O}_2} = \\ &= 0,0052 + 8,5446 + 0,1452 + 0,0989 + 2,6185 = \mathbf{11,4123} \frac{\text{kg}_{\text{sp}}}{\text{kg}_{\text{pal}}} \end{aligned} \quad (40)$$

Tab. 9 Příkladky složek spalín od přebytku vzduchu

		Petrolej	Destilát	LTO	TTO	Motorová nafta	ZP
CO <sub>2</sub>	kg <sub>CO2</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	0,0053	0,0053	0,0051	0,0050	0,0052	0,0063
H <sub>2</sub> O	kg <sub>H2O</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	0,1013	0,1004	0,0972	0,0947	0,0989	0,1187
N <sub>2</sub>	kg <sub>N2</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	8,7534	8,6783	8,3999	8,1826	8,5446	10,2611
Ar	kg <sub>Ar</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	0,1487	0,1474	0,1427	0,139	0,1452	0,1743
O <sub>2</sub>	kg <sub>O2</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	2,6825	2,6595	2,5742	2,5076	2,6185	3,1445
<b>Celkem</b>	kg <sub>sp</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	11,6912	11,5909	11,2192	10,9289	11,4123	13,7049

### 2.3.2 Složení spalín na výstupu z motoru

Celkové složení spalín na výstupu z motoru je dáno součtem množství jednotlivých složek spalín z dokonalého spalování (tab. 8) a množstvím přídavek vzniklých od přebytku vzduchu (tab. 9). Obsah kyslíku ve spalínách ve výfuku z motoru je pouze od přebytku vzduchu, protože při dokonalém spalování je veškerý kyslík spotřebován.

Celkové množství CO<sub>2</sub> ve spalínách:

$$M_{c,CO_2} = M_{s,CO_2} + M_{\alpha,CO_2} = 3,158 + 0,0052 = \mathbf{3,163} \frac{kg_{CO_2}}{kg_{pal}} \quad (41)$$

Celkové množství N<sub>2</sub> ve spalínách:

$$M_{c,N_2} = M_{s,N_2} + M_{\alpha,N_2} = 10,686 + 8,5446 = \mathbf{19,23} \frac{kg_{N_2}}{kg_{pal}} \quad (42)$$

Celkové množství SO<sub>2</sub> ve spalínách:

$$M_{c,SO_2} = M_{s,SO_2} = \mathbf{0,002} \frac{kg_{SO_2}}{kg_{pal}} \quad (43)$$

Celkové množství Ar ve spalínách:

$$M_{c,Ar} = M_{s,Ar} + M_{\alpha,Ar} = 0,181 + 0,1452 = \mathbf{0,327} \frac{kg_{Ar}}{kg_{pal}} \quad (44)$$

Celkové množství H<sub>2</sub>O ve spalínách:

$$M_{c,H_2O} = M_{s,H_2O} + M_{\alpha,H_2O} = 1,238 + 0,0989 = \mathbf{1,337} \frac{kg_{H_2O}}{kg_{pal}} \quad (45)$$

Celkové množství O<sub>2</sub> ve spalínách:

$$M_{c,O_2} = M_{\alpha,O_2} = \mathbf{2,618} \frac{kg_{O_2}}{kg_{pal}} \quad (46)$$

Celkové množství spalín:

$$M_{c,sv} = M_{sv \min} + M_{\alpha,sv} = 15,265 + 11,4123 = \mathbf{26,677} \frac{kg_{sp}}{kg_{pal}} \quad (47)$$

Tab. 10 Složení spalin při spalování s přebytkem vzduchu

		Petrolej	Destilát	LTO	TTO	Motorová nafta	ZP
<b>CO<sub>2</sub></b>	kg <sub>CO<sub>2</sub></sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	3,181	3,181	3,146	3,151	3,163	2,728
<b>H<sub>2</sub>O</b>	kg <sub>H<sub>2</sub>O</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	1,408	1,371	1,274	1,161	1,337	2,472
<b>SO<sub>2</sub></b>	kg <sub>SO<sub>2</sub></sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	0,002	0,008	0,02	0,036	0,002	0
<b>N<sub>2</sub></b>	kg <sub>N<sub>2</sub></sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	19,697	19,528	18,907	18,42	19,23	23,1
<b>Ar</b>	kg <sub>Ar</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	0,335	0,332	0,321	0,313	0,327	0,392
<b>O<sub>2</sub></b>	kg <sub>O<sub>2</sub></sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	2,682	2,659	2,574	2,508	2,618	3,145
<b>A</b>	kg <sub>pop</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	0	0	0,001	0,001	0	0
<b>Celkem</b>	kg <sub>sp</sub> ·kg <sub>pal</sub> <sup>-1</sup>	27,305	27,08	26,243	25,589	26,677	31,836

Pro návrh výhřevných ploch kotle je potřeba znát vlastnosti spalin (např. entalpii, měrnou hmotnost, viskozitu, tepelnou vodivost apod.). Ty se určí ze vzorců pro danou vlastnost podle hmotnostního nebo objemového procentuálního složení směsi plynu. Výsledkem z rovnic pro spalování je hmotnostní složení spalin, proto z hodnot v tab. 10 se stanoví hmotnostní podíly složek spalin. Ty se podle vzájemného vztahu přepočtou na objemové podíly složek ve spalinách.

Hmotnostní podíl CO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$\sigma_{sp,CO_2} = \frac{M_{c,CO_2}}{M_{c,sv}} \cdot 100 = \frac{3,163}{26,677} \cdot 100 = \mathbf{11,865\%} \quad (48)$$

Hmotnostní podíl N<sub>2</sub> ve spalinách:

$$\sigma_{sp,N_2} = \frac{M_{c,N_2}}{M_{c,sv}} \cdot 100 = \frac{19,23}{26,677} \cdot 100 = \mathbf{72,085\%} \quad (49)$$

Hmotnostní podíl SO<sub>2</sub> ve spalinách:

$$\sigma_{sp,SO_2} = \frac{M_{c,SO_2}}{M_{c,sv}} \cdot 100 = \frac{0,002}{26,677} \cdot 100 = \mathbf{0,007\%} \quad (50)$$

Hmotnostní podíl Ar ve spalinách:

$$\sigma_{sp,Ar} = \frac{M_{c,Ar}}{M_{c,sv}} \cdot 100 = \frac{0,327}{26,677} \cdot 100 = \mathbf{1,224\%} \quad (51)$$

Hmotnostní podíl H<sub>2</sub>O ve spalinách:

$$\sigma_{sp,H_2O} = \frac{M_{c,H_2O}}{M_{c,sv}} \cdot 100 = \frac{1,337}{26,677} \cdot 100 = \mathbf{5,012\%} \quad (52)$$

Hmotnostní podíl O<sub>2</sub> ve spalinách:

$$\sigma_{sp,O_2} = \frac{M_{c,O_2}}{M_{c,sv}} \cdot 100 = \frac{2,618}{26,677} \cdot 100 = \mathbf{9,815\%} \quad (53)$$

Tab. 11 Hmotnostní podíly složek spalín

		Petrolej	Destilát	LTO	TTO	Motorová nafta	ZP
$\sigma_{sp,CO_2}$	% hm.	11,651	11,748	11,989	12,315	11,856	8,567
$\sigma_{sp,H_2O}$	% hm.	5,155	5,062	4,856	4,539	5,012	7,765
$\sigma_{sp,SO_2}$	% hm.	0,007	0,030	0,076	0,141	0,007	0,000
$\sigma_{sp,N_2}$	% hm.	72,137	72,114	72,047	71,984	72,085	72,559
$\sigma_{sp,Ar}$	% hm.	1,225	1,225	1,223	1,222	1,224	1,232
$\sigma_{sp,O_2}$	% hm.	9,824	9,821	9,809	9,799	9,815	9,877

Vztah pro přepočítání hmotnostních podílů na objemové [11]:

$$\omega_i = \frac{\frac{\sigma_i}{M_i}}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} \quad [\%]$$

Tab. 12 Molární hmotnost prvků obsažených ve spalínách [11]

$M_i$	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	Ar	H <sub>2</sub> O	O <sub>2</sub>
kg·kmol <sup>-1</sup>	44,009	28,013	64,059	39,948	18,015	31,999

$$\begin{aligned} \sum \frac{\sigma_i}{M_i} &= \frac{\sigma_{sp,CO_2}}{M_{CO_2}} + \frac{\sigma_{sp,N_2}}{M_{N_2}} + \frac{\sigma_{sp,SO_2}}{M_{SO_2}} + \frac{\sigma_{sp,Ar}}{M_{Ar}} + \frac{\sigma_{sp,H_2O}}{M_{H_2O}} + \frac{\sigma_{sp,O_2}}{M_{O_2}} = \\ &= \left( \frac{11,865}{44,009} + \frac{72,085}{28,013} + \frac{0,007}{64,059} + \frac{1,224}{39,948} + \frac{5,012}{18,015} + \frac{9,815}{31,999} \right) \cdot \frac{1}{100} = \\ &= \mathbf{0,035} \frac{\mathbf{kmol}}{\mathbf{kg}} \end{aligned} \quad (54)$$

Objemový podíl CO<sub>2</sub> ve spalínách:

$$\omega_{sp,CO_2} = \frac{\sigma_{sp,CO_2}}{M_{CO_2}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} = \frac{11,865}{44,009} \cdot \frac{1}{0,035} = \mathbf{7,79} \% \quad (55)$$

Objemový podíl N<sub>2</sub> ve spalínách:

$$\omega_{sp,N_2} = \frac{\sigma_{sp,N_2}}{M_{N_2}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} = \frac{72,085}{28,013} \cdot \frac{1}{0,035} = \mathbf{74,407} \% \quad (56)$$

Objemový podíl SO<sub>2</sub> ve spalínách:

$$\omega_{sp,SO_2} = \frac{\sigma_{sp,SO_2}}{M_{SO_2}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} = \frac{0,007}{64,059} \cdot \frac{1}{0,035} = \mathbf{0,003} \% \quad (57)$$

Objemový podíl Ar ve spalinách:

$$\omega_{sp,Ar} = \frac{\sigma_{sp,Ar}}{M_{Ar}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} = \frac{1,224}{39,948} \cdot \frac{1}{0,035} = \mathbf{0,886\%} \quad (58)$$

Objemový podíl H<sub>2</sub>O ve spalinách:

$$\omega_{sp,H_2O} = \frac{\sigma_{sp,H_2O}}{M_{H_2O}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} = \frac{5,012}{18,015} \cdot \frac{1}{0,035} = \mathbf{8,044\%} \quad (59)$$

Objemový podíl O<sub>2</sub> ve spalinách:

$$\omega_{sp,O_2} = \frac{\sigma_{sp,O_2}}{M_{O_2}} \cdot \frac{1}{\sum \frac{\sigma_i}{M_i}} = \frac{9,815}{31,999} \cdot \frac{1}{0,035} = \mathbf{8,87\%} \quad (60)$$

Tab. 13 Objemové podíly složek spalin

		Petrolej	Destilát	LTO	TTO	Motorová nafta	ZP
$\omega_{sp,CO_2}$	% obj.	7,643	7,715	7,891	8,134	7,79	5,475
$\omega_{sp,H_2O}$	% obj.	8,261	8,121	7,808	7,323	8,044	12,123
$\omega_{sp,SO_2}$	% obj.	0,003	0,013	0,034	0,064	0,003	0
$\omega_{sp,N_2}$	% obj.	74,344	74,396	74,5	74,69	74,407	72,852
$\omega_{sp,Ar}$	% obj.	0,886	0,886	0,887	0,889	0,886	0,867
$\omega_{sp,O_2}$	% obj.	8,863	8,87	8,88	8,901	8,87	8,682

## 2.4 Spotřeba paliva

Množství paliva, které spotřebuje zvolený motor, se určí podle měrné spotřeby tepla, která je uvedena v technické specifikaci (tab. 2). Následující vztah je pro výpočet množství paliva, pokud je měrná spotřeba zadána v jednotkách kJ·kWh<sup>-1</sup>. Protože měrná spotřeba tepla pro kapalná paliva je uvedena v jednotce g·kWh<sup>-1</sup> a je nutné ji pro výpočet přepočítat pomocí výhřevnosti na potřebnou jednotku. [13]

$$\dot{m}_p = \frac{q_t \cdot P_G}{3\,600 \cdot Q_i^r} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

kde:  $\dot{m}_p$  [kg·s<sup>-1</sup>] hmotnostní tok paliva,  
 $q_t$  [kJ·kWh<sup>-1</sup>] měrná spotřeba tepla,  
 $P_G$  [kW] generovaný výkon,  
 $Q_i^r$  [kJ·kg<sup>-1</sup>] výhřevnost paliva.

Podle specifikace motoru při pracovním režimu spalování plynu (Gas mode) dochází k vstřikování plynného paliva při nízkém tlaku a pro usnadnění zapálení se do válců vstřikuje i malé množství kapalného paliva. Z tohoto důvodu musí být u plynného paliva výpočet rozdělen a spotřeba paliva vypočtena pro oba druhy spalovaného média. Při tomto pracovním režimu je uvažováno spalování zemního plynu a vstřikování potřebného množství motorové nafty. [12]



Spotřeba zemního plynu při režimu gas mode:

$$\dot{m}_{p,ZP}^g = \frac{q_t \cdot P_G}{3\,600 \cdot Q_{ZP}^r} = \frac{7\,248 \cdot 10\,305}{3\,600 \cdot 49\,330} = \mathbf{0,4206 \frac{kg}{s}} \quad (61)$$

Spotřeba motorové nafty při režimu gas mode:

$$\dot{m}_{p,MN}^g = \frac{\left(\frac{q_t}{1\,000} \cdot Q_{MN}^r\right) \cdot P_G}{3\,600 \cdot Q_{MN}^r} = \frac{\left(\frac{1}{1\,000} \cdot 44\,139\right) \cdot 10\,305}{3\,600 \cdot 44\,139} = \mathbf{0,0029 \frac{kg}{s}} \quad (62)$$

Spotřeba motorové nafty při režimu diesel mode:

$$\dot{m}_{p,MN}^d = \frac{\left(\frac{q_t}{1\,000} \cdot Q_{MN}^r\right) \cdot P_G}{3\,600 \cdot Q_{MN}^r} = \frac{\left(\frac{185}{1\,000} \cdot 44\,139\right) \cdot 10\,305}{3\,600 \cdot 44\,139} = \mathbf{0,5296 \frac{kg}{s}} \quad (63)$$

Tab. 14 Spotřeba paliva v motoru při spalování různých režimech

		Kapalná paliva	Plynná paliva
Gas mode	kg·s <sup>-1</sup>	0,0029	0,4206
Diesel mode	kg·s <sup>-1</sup>	0,5296	-

## 2.5 Množství spalin na výstupu z motoru

Hmotnostní průtok spalin, který motor produkuje, se určí z množství spotřebovaného paliva (tab. 14) a množství vyprodukovaných spalin (tab. 10) při spalování s přebytkem vzduchu, které jsou stanoveny na jednotku množství paliva.

Množství vzniklých spalin ze ZP:

$$M_{sp,ZP} = M_{c,sv}^{ZP} \cdot \dot{m}_{p,ZP}^g = 31,836 \cdot 0,4206 = \mathbf{13,3898 \frac{kg_{sp}}{s}} \quad (64)$$

Množství vzniklých spalin ze vstříkované motorové nafty do ZP:

$$M_{sp,MN} = M_{c,sv}^{MN} \cdot \dot{m}_{p,MN}^g = 26,677 \cdot 0,0029 = \mathbf{0,07636 \frac{kg_{sp}}{s}} \quad (65)$$

Celkové množství vzniklých spalin při gas mode:

$$M_{sp} = M_{sp,ZP} + M_{sp,MN} = 13,3898 + 0,0764 = \mathbf{13,4662 \frac{kg_{sp}}{s}} \quad (66)$$

Tab. 15 Hmotnostní průtok spalin z motoru

<b>Gas mode</b>	<b><math>\text{kg}_{\text{sp}} \cdot \text{s}^{-1}</math></b>
<b>Zemní plyn</b>	13,3898
<b>Motorová nafta</b>	0,07636
<b>Celkem</b>	13,4662
<hr/>	
<b>Diesel mode</b>	<b><math>\text{kg}_{\text{sp}} \cdot \text{s}^{-1}</math></b>
<b>Petrolej</b>	14,4598
<b>Destilát</b>	14,3403
<b>LTO</b>	13,8971
<b>TTO</b>	13,551
<b>Motorová nafta</b>	14,1273

### 3 TEPELNÝ VÝPOČET

Pára na výstupu z parního kotle je zavedena do parní turbíny, proto je důležité, aby byly dodrženy zadané parametry páry. Kotel na odpadní teplo musí být navržen tak, aby tepelná energie spalin z motoru byla co nejvíce využita a současně byly dodrženy požadované parametry.

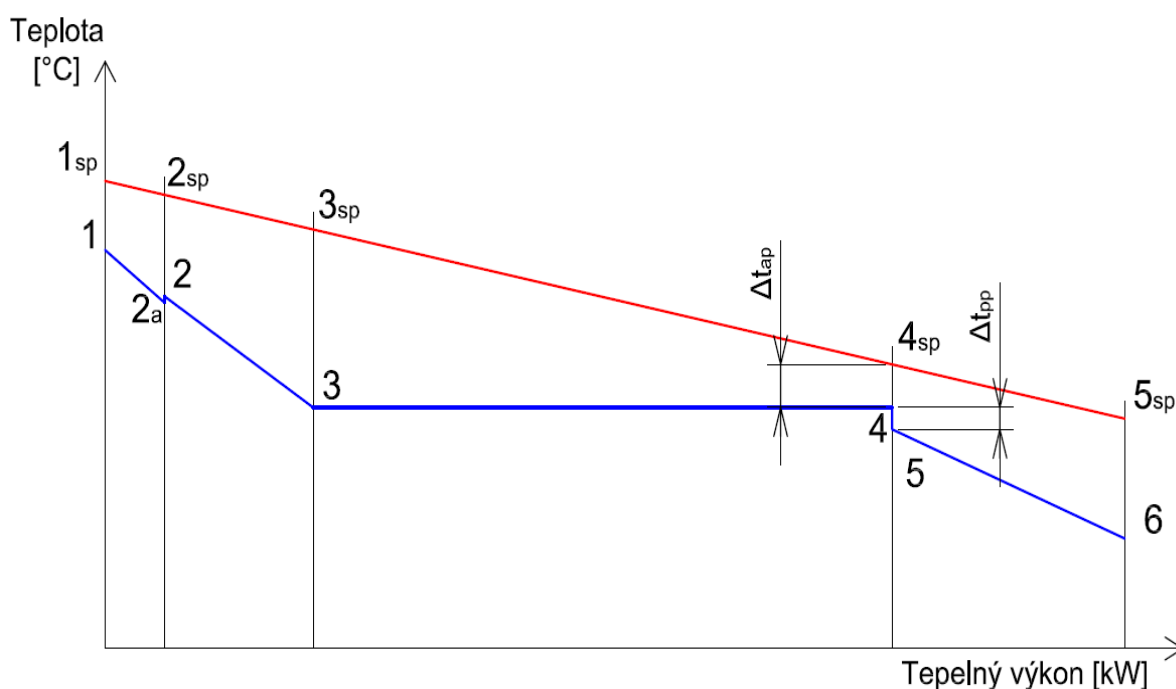
Podle technické specifikace motoru je známá teplota na výstupu z motoru, která je ovšem nižší než teplota páry, na kterou je navržena turbína. Za takovýchto podmínek by spaliny z motoru nedokázaly ohřát páru na požadované parametry.

Motory ovšem spalují s velkým součinitelem přebytku vzduchu a ve spalinách zůstává velké množství kyslíku, které může být využito pro přídavné spalování. Proto do vstupního kanálu kotle bude nainstalován mřížový hořák pro přídavné spalování, díky kterému je možné zvýšit teplotu a energii spalin na potřebnou požadovanou hodnotu, aby byly splněny parametry páry.

Následným postupem budou z pilového diagramu stanoveny parametry spalin vstupujících do kotle a z bilanční rovnice přídavného hořáku se určí množství paliva pro přídavné spalování.

#### 3.1 Pilový diagram

Teplotní profily kotle budou navrženy pro zemní plyn a jako zástupce kapalného paliva bude zvolena motorová nafta. Je to z důvodu, že při výpočtu vlastností kapalných paliv, které budou uvedeny v následujících kapitolách, je zjištěno, že rozdíly fyzikálních vlastností jsou zanedbatelné, proto je postačující návrh pilového diagramu pro jeden druh kapalného paliva.



Obr. 6 Schéma předpokládaného pilového diagramu

Pro stanovení parametrů páry a spalin v jednotlivých bodech pilového diagramu je vycházeno z požadovaných hodnot páry na výstupu a volených hodnot dle odborných konzultací, které jsou běžně využívány při návrhu kotle v praxi.

Tab. 16 Znamé a volené hodnoty pilového diagramu

Požadované parametry páry na výstupu z kotle				
Teplota	$t_1$	°C	380	
Tlak	$p_1$	bar	25	
Hmotnostní průtok	$M_p$	$t \cdot h^{-1}$	10	
		$kg \cdot s^{-1}$	2,778	
Hodnoty z předešlých výpočtů			ZP	MN
Hmotnostní průtok spalin	$M_{sp}$	$kg \cdot s^{-1}$	13,47	14,13
Volené hodnoty			ZP	MN
Teplota napájecí vody	$t_6$	°C	105	105
Entalpický spád v přehříváku 2	$\Delta i_v$	$kJ \cdot kg^{-1}$	119	117
Velikost vstřiku	$m_v$	%	0,9	0,5
Tlaková ztráta přehříváku 2	$\Delta p_{př2}$	bar	1	1
Tlaková ztráta přehříváku 1	$\Delta p_{př1}$	bar	2	2
Tlaková ztráta ekonomizéru	$\Delta p_{eko}$	bar	1	1
Pinch point	$\Delta t_{pp}$	°C	8	8
Approach point	$\Delta t_{ap}$	°C	22	21

### 3.2 Parametry páry

Pro další výpočty je třeba znát v jednotlivých bodech teplotu, tlak a hlavně entalpii. Tyto údaje jsou zjištěny pomocí program X-Steam [14]. Souhrn výsledných parametrů je uveden v tab. 17.

#### Bod 1

V bodě 1 jsou parametry známé. Jde o výstupní parametry páry jdoucí na turbínu a ze zadané teploty a tlaku se určí entalpie páry pomocí programu.

$$t_1 = 380 \text{ °C}$$

$$p_1 = 25 \text{ bar}$$

$$i_1 = 3\,195 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

#### Bod 2a

V bodě 2a je tlak větší o odhadovanou tlakovou ztrátu přehříváku 1. V posledním přehříváku se volí velikost ohřevu páry. Z tohoto důvodu se entalpie v bodě 2a sníží oproti bodu 1 o zvolenou hodnotu, která byla stanovena na základě konzultací.

$$p_{2a} = p_1 + \Delta p_{př2} = 25 + 1 = 26 \text{ bar}$$

$$i_{2a} = i_1 - \Delta i_v = 3\,195 - 117 = 3\,078 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$t_{2a} = 330 \text{ °C}$$

**Bod 3**

V bodě 3 je tlak stanoven pomocí tlakové ztráty přehříváků 1 a 2. Hodnota entalpie a teploty se určí podle tlaku a předpokladu, že na konci výparníku je mez sytosti syté páry.

$$p_3 = p_1 + \Delta p_{př2} + \Delta p_{př1} = 25 + 1 + 2 = \mathbf{28 \text{ bar}}$$

$$x_3 = \mathbf{1} - \textit{sytá pára}$$

$$i_3 = \mathbf{2\,803 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

$$t_3 = \mathbf{230 \text{ }^\circ\text{C}}$$

**Bod 4**

Potřebné hodnoty se určí pomocí tlaku ve výparníku, který je konstantní a rovná se hodnotě v bodě 3 a stavu na mezi sytosti syté kapaliny na vstupu do výparníku.

$$p_4 = p_3 = \mathbf{28 \text{ bar}}$$

$$x_4 = \mathbf{0} - \textit{sytá kapalina}$$

$$i_4 = \mathbf{990,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

$$t_4 = \mathbf{230 \text{ }^\circ\text{C}}$$

**Bod 5**

Tlak je předpokládán stejný jako v předešlém bodě a teplota je menší o hodnotu nedohřevu. Tato hodnota je volena vyšší z důvodu využití přídavného hořáku před kotlem. Pokud by byl přídavný hořák vypnut, docházelo by v ekonomizéru k vysokému odparu a to je vzhledem ke střídavému proudění vody v trubkách ekonomizéru nežádoucí. Odpar je přípustný pouze v poslední řadě trubek, kde voda do bubny proudí směrem vzhůru.

$$p_5 = p_4 = \mathbf{28 \text{ bar}}$$

$$t_5 = t_4 - \Delta t_{AP} = 230 - 21 = \mathbf{209 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$i_5 = \mathbf{893,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

**Bod 6**

Tlak v tomto bodě je opět navýšen o hodnotu tlakové ztráty výhřevné plochy ekonomizéru. Z této hodnoty tlaku a volené teploty napájecí vody na vstupu do kotle je stanovena entalpie v bodě 6.

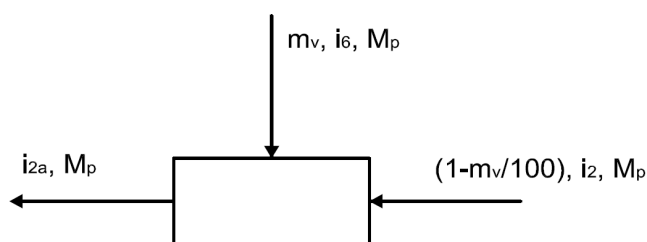
$$p_6 = p_5 + \Delta p_{eko} = 28 + 1 = \mathbf{29 \text{ bar}}$$

$$t_6 = \mathbf{105 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$i_6 = \mathbf{442 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

**Bod 2**

Jediná hodnota, která je v tomto bodě známá, je tlak. Ten má stejnou hodnotu jako v bodě 2a. Mezi přehříváky 1 a 2 se pro regulaci teploty přehřáté páry využívá vstřikování napájecí vody. Z bilanční rovnice tohoto vstřiku vody do páry se vypočítá entalpie, protože v rovnici známe parametry vstřikované vody, určené v bodě 6, výslednou entalpii po vstřiku a velikost vstřiku je volena.



Obr. 7 Hmotnostní bilance vstřiku mezi přehříváky

$$\left(1 - \frac{m_v}{100}\right) \cdot M_p \cdot i_2 + \frac{m_v}{100} \cdot M_p \cdot i_6 = M_p \cdot i_{2a}$$

$$i_2 = \frac{i_{2a} - \frac{m_v}{100} \cdot i_6}{\left(1 - \frac{m_v}{100}\right)} = \frac{3\,078 - \frac{0,5}{100} \cdot 442}{\left(1 - \frac{0,5}{100}\right)} = 3\,091 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$p_2 = p_{2a} = 28 \text{ bar}$$

$$t_2 = 336 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tab. 17 Parametry vody a páry z pilového diagramu

	Motorová nafta			Zemní plyn		
	Teplota	Tlak	Entalpie	Teplota	Tlak	Entalpie
	°C	bar	kJ·kg <sup>-1</sup>	°C	bar	kJ·kg <sup>-1</sup>
<b>1</b>	380	25	3195	380	25	3195
<b>2a</b>	330	26	3 078	329	26	3 076
<b>2</b>	336	26	3 091	339	26	3 100
<b>3</b>	230	28	2 803	230	28	2 803
<b>4</b>	230	28	990,5	230	28	990,5
<b>5</b>	209	28	893,8	208	28	889,2
<b>6</b>	105	29	442	105	29	442

### 3.2.1 Teplený výkon jednotlivých výhřevných ploch

Pro určení parametrů spalin na vstupu a výstupu z jednotlivých výhřevných ploch, je nutné znát tepelné výkony ze strany páry, které spaliny musí zajistit. Toto teplo přijaté párou se určí podle požadovaného hmotnostního průtoku páry a entalpii na začátku a konci dané výhřevné plochy.

Tepelný výkon přehříváku 2:

$$Q_{p,PŘ2} = M_p \cdot (i_1 - i_{2a}) = 2,778 \cdot (3\,195 - 3\,078) = 325 \text{ kW} \quad (67)$$

Tepelný výkon přehříváku 1:

$$Q_{p,PŘ1} = \left(1 - \frac{m_v}{100}\right) \cdot M_p \cdot (i_2 - i_3) = \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) \cdot 2,778 \cdot (3\,091 - 2\,803) = 797 \text{ kW} \quad (68)$$

Tepelný výkon výparníku:

$$Q_{p,VÝP} = \left(1 - \frac{m_v}{100}\right) \cdot M_p \cdot (i_3 - i_5) = \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) \cdot 2,778 \cdot (2\,803 - 893,8) = 5\,277 \text{ kW} \quad (69)$$

Tepelný výkon ekonomizéru:

$$Q_{p,EKO} = \left(1 - \frac{m_v}{100}\right) \cdot M_p \cdot (i_5 - i_6) = \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) \cdot 2,778 \cdot (893,8 - 442) = \quad (70)$$

$$= 1\,248 \text{ kW}$$

Tab. 18 Tepelný výkon výhřevných ploch ze strany páry

Q		Přehřívák 2	Přehřívák 1	Výparník	Ekonomizér	Celkem
ZP	[kW]	331	818	5 268	1 230	7 647
MN	[kW]	325	797	5 277	1 248	7 647

### 3.3 Parametry spalin

V jednotlivých bodech pilového diagramu budou stanoveny hodnoty teploty a entalpie spalin. První hodnota, kterou je možné určit, je volena na základě „pinch pointu“ a známé teplotě páry na konci výparníku. Pro zjištěnou teplotu se stanoví entalpie spalin podle entalpie jednotlivých složek při dané teplotě a jejich hmotnostního podílu ve spalinách [11]. Protože tyto podíly jsou pro uvažovaná paliva různá, musí být entalpie vypočítána pro obě varianty. Entalpie jednotlivých prvků ve spalinách pro určitou teplotu je stanovena podle přílohy č. 1 a hmotnostní složení spalin je uvedeno v tab. 11.

$$i_{sp} = \sum \sigma_{sp,i} \cdot i_i \quad (71)$$

Tab. 19 Entalpie složek spalin při teplotě 238 °C

	$i_{CO_2}$	$i_{N_2}$	$i_{O_2}$	$i_{H_2O}$
$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	412,83	532,03	471,54	955,56

#### Bod 4sp

$$t_{4sp} = t_4 + \Delta t_{pp} = 230 + 8 = 238 \text{ °C}$$

$$i_{4sp}^{MN} = \frac{\sigma_{sp,CO_2}}{100} \cdot i_{CO_2} + \frac{\sigma_{sp,N_2}}{100} \cdot i_{N_2} + \frac{\sigma_{sp,O_2}}{100} \cdot i_{O_2} + \frac{\sigma_{sp,H_2O}}{100} \cdot i_{H_2O} =$$

$$= \frac{11,856}{100} \cdot 412,83 + \frac{72,085}{100} \cdot 532,03 + \frac{9,815}{100} \cdot 471,45 + \frac{5,012}{100} \cdot 955,56 = \quad (72)$$

$$= 526,63 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{4sp}^{ZP} = \frac{\sigma_{sp,CO_2}}{100} \cdot i_{CO_2} + \frac{\sigma_{sp,N_2}}{100} \cdot i_{N_2} + \frac{\sigma_{sp,O_2}}{100} \cdot i_{O_2} + \frac{\sigma_{sp,H_2O}}{100} \cdot i_{H_2O} =$$

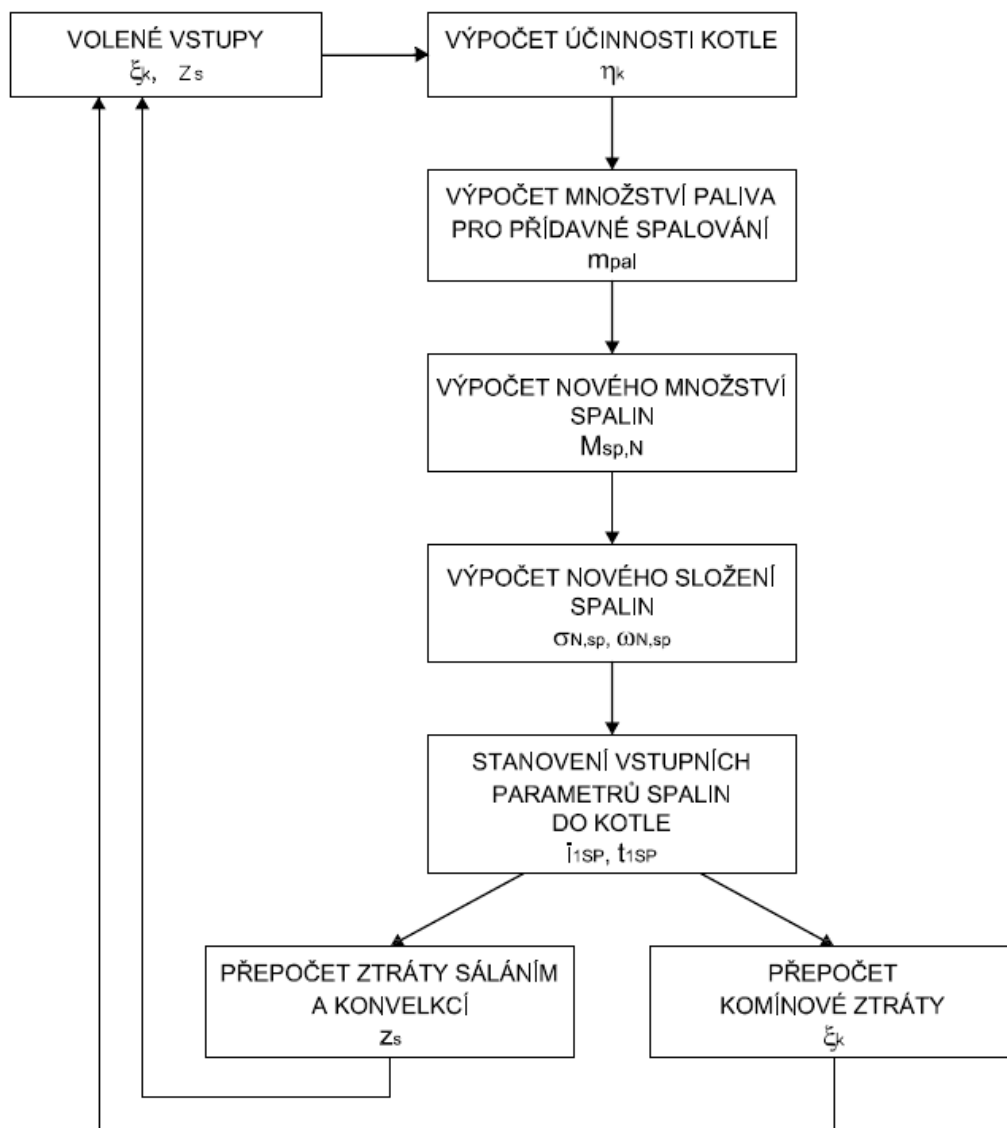
$$= \frac{8,567}{100} \cdot 412,83 + \frac{72,559}{100} \cdot 532,03 + \frac{9,877}{100} \cdot 471,45 + \frac{7,765}{100} \cdot 955,56 = \quad (73)$$

$$= 542,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

### 3.3.1 Postup výpočtu vstupních parametrů spalín

Nejdůležitější je stanovit parametry spalín na vstupu do kotle, které jsou schopny splnit požadované hodnoty páry na výstupu. V tuto chvíli je jisté, že bude potřeba přídavného spalování. Palivem vstupujícího do přídavných hořáků, bude uvažováno vždy stejné primární palivo, které využívá spalovací motor.

Při výpočtu množství paliva pro další spalování se vychází z některých hodnot, které jsou určeny ze vstupní entalpie spalín, která v tento moment ovšem není známá. Protože se jedná o výpočet složený z několika vzájemně propojených hodnot a rovnic, je využito programu pro návrh teplotních profilů HRSG kotlů. Tento výpočet je možné provést i bez použití programu, dle stejného postupu, se kterým program pracuje. Ovšem výpočet „v ruce“ by byl velice zdlouhavý, protože je zde potřeba použít iterační řešení o předem neznámém počtu opakování výpočtu. Iterační metoda je výpočet kořenů rovnic s využitím postupného zmenšování intervalu řešení, kde pro každou následující iteraci jsou jako vstupní hodnoty použity výstupy z předešlého výpočtu. Postup celého řešení je graficky znázorněn v následujícím diagramu.



Obr. 8 Diagram postupu iteračního řešení



Při prvním výpočtu jsou třeba některé parametry, které jsou závislé na výstupních hodnotách, odhadnout. Například ztráta sáláním a konvekcí je část z výkonu, který není ze spalin předán páře a odchází sáláním či konvekcí do okolí. Tato ztráta se odvíjí od velikosti zdroje, u velkých jednotek jde o ztrátu okolo 0,5 %, u menších aplikací je tato ztráta větší. [3]

Výpočet komínové ztráty je závislý na množství spalovaného paliva a hmotnostním průtokem vzniklých spalin. U kotlů se jedná o nejvyšší ztrátu a její velikost se odvíjí od teploty spalin za poslední výhřevnou plochou kotle a je ovlivněna i přebytkem vzduchu při spalování. [16]

V následujících kapitolách je rozepsán celý postup výpočtu s dosazením konečných výsledků z programu (výsledky poslední iterace) včetně výpočtu zadávaných hodnot do programu.

### 3.3.2 Přídavné spalování

Výpočet přídavného spalování vychází z množství potřebné energie, kterou přijme voda či pára od spalin. Jedná se o součet všech tepelných výkonů jednotlivých výhřevných ploch ze strany páry. Tento potřebný výkon musí být navýšen o ztráty kotle, konkrétně je uvažována komínová ztráta a ztráta sáláním.

Potřebnou energii, kterou je třeba získat z přídavného spalování, se určí z rozdílu potřebné energie a energie, kterou je schopný dodat spalovací motor. Následně se pomocí tohoto rozdílu a výhřevnosti daného paliva určí hmotnostní průtok paliva do přídavného hořáku a množství vyprodukovaných spalin, se kterými se dále pracuje pro stanovení vstupních hodnot do kotle.

Potřebný výkon kotle:

$$Q_{POTŘ} = Q_{p,PŘ2} + Q_{p,PŘ1} + Q_{p,VÝP} + Q_{p,EKO} = 325 + 797 + 5\,277 + 1248 = 7\,647 \text{ kW} \quad (74)$$

Účinnost kotle:

$$\eta_K = 100 - \xi_k - \xi_{sal} = 100 - 25,5 - 0,512 = 73,983 \% \quad (75)$$

Skutečný potřebný výkon kotle:

$$Q_S = \frac{Q_{POTŘ}}{\eta_K} = \frac{7\,647}{\frac{73,983}{100}} = 10\,336,12 \text{ kW} \quad (76)$$

Výkon dodaný spalovacím motorem se určí podle vypočítaného hmotnostního průtoku spalin (tab. 15) a jejich entalpie. Podle technické specifikace je teplota na výstupu z motoru 354 °C a pro tuto teplotu je dle přílohy 1 vypočtena entalpie jednotlivých složek spalin. A následně dle jejich procentuálního zastoupení ve spalinách stanovena výsledná entalpie na výstupu z motoru.

Tab. 20 Entalpie složek spalin při teplotě 354 °C

	$i_{CO_2}$	$i_{N_2}$	$i_{O_2}$	$i_{H_2O}$
<b>kJ/kg</b>	535,46	656,01	586,73	1 187,2

$$i_{vm} = \frac{\sigma_{sp,CO_2}}{100} \cdot i_{CO_2} + \frac{\sigma_{sp,N_2}}{100} \cdot i_{N_2} + \frac{\sigma_{sp,O_2}}{100} \cdot i_{O_2} + \frac{\sigma_{sp,H_2O}}{100} \cdot i_{H_2O} = \quad (77)$$

$$= \frac{11,856}{100} \cdot 535,46 + \frac{72,085}{100} \cdot 656,01 + \frac{9,815}{100} \cdot 586,73 + \frac{5,012}{100} \cdot 1\,187,2 =$$

$$= \mathbf{651,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}}$$

$$Q_D = M_{sv \min} \cdot i_{vm} = 14,1273 \cdot 651,8 = \mathbf{9\,208,11 \text{ kW}} \quad (78)$$

Výkon potřebný dodat přídatným hořákem:

$$Q_{PŘID} = Q_{POTŘ} - Q_D = 10\,336,12 - 9\,208,11 = \mathbf{1\,128,008 \text{ kW}} \quad (79)$$

Ze základního výpočtu výkonu, který se stanoví z množství spalovaného paliva při dané výhřevnosti a získá se hledaná hodnota množství paliva. Hodnoty výhřevností jednotlivých paliv jsou uvedeny v tab. 4.

$$\dot{m}_{PŘID} = \frac{Q_{PŘID}}{Q_{MN}^r} = \frac{1\,128,008}{44\,139} = \mathbf{0,0256 \frac{\text{kg}_{pal}}{\text{s}}} \quad (80)$$

Při přídatném spalování bude uvažováno, že spalování probíhá stechiometricky a potřebný kyslík je využit ze spalin jdoucích z motoru. Celkový průtok spalin za přídatnými hořáky bude roven množství nově vzniklých spalin a spalin na výstupu z motoru, od kterých musí být odečteno množství spotřebovaného kyslíku u přídatných hořáků. Množství nových spalin a spotřeba kyslíku ze spalin předešlých je obsaženo v tab. 8 a výpočet hmotnostního průtoku spalin z motoru je v kapitole 2.5.

$$M_{sp,PŘID} = \dot{m}_{PŘID} \cdot M_{sv \min} = 0,0256 \cdot 15,256 = \mathbf{0,393 \frac{\text{kg}_{sp}}{\text{s}}} \quad (81)$$

Množství potřebného kyslíku pro přídatné spalování:

$$M_{O_2,N} = \dot{m}_{PŘID} \cdot M_{O_2 \min} = 0,0256 \cdot 3,273 = \mathbf{0,084 \frac{\text{kg}_{O_2}}{\text{s}}} \quad (82)$$

Celkový hmotnostní průtok spalin za přídatnými hořáky:

$$M_{sp,N} = M_{sp} - M_{O_2,N} + M_{sp,PŘID} = 14,127 - 0,084 + 0,393 =$$

$$= \mathbf{14,434 \frac{\text{kg}_{sp}}{\text{s}}} \quad (83)$$

Tab. 21 Parametry přídatného spalování pro motorovou naftu a zemní plyn

			Motorová nafta	Zemní plyn
Účinnost kotle	$\eta_K$	%	73,98	72,9
Výkon pro ohřátí páry	$Q_{POTŘ}$	kW	7 647	7 647
Skutečný potřebný výkon	$Q_S$	kW	10 336,12	10 489,24
Výkon ze spalovacího motoru	$Q_D$	kW	9 208,11	9 047,98
Potřebný výkon z příd. spalování	$Q_{PŘID}$	kW	1 128,007	1 441,26
Množství paliva pro příd. spalování	$\dot{m}_{PŘID}$	$\text{kg}_{pal} \cdot \text{s}^{-1}$	0,0256	0,0292
Množství spalin z příd. spalování	$M_{sp,PŘID}$	$\text{kg}_{sp} \cdot \text{s}^{-1}$	0,393	0,529
Množství potřebného kyslíku	$M_{O_2,N}$	$\text{kg}_{O_2} \cdot \text{s}^{-1}$	0,084	0,115
Celkové množství nových spalin	$M_{sp,N}$	$\text{kg}_{sp} \cdot \text{s}^{-1}$	14,434	13,881

### 3.3.3 Složení nových spalin

S přídatným spalováním dochází i ke změně podílového obsahu spalin. Při tomto spalování, dojde u současných spalin k navýšení o vzniklé produkty ze stechiometrického spalování a úbytku kyslíku, potřebného pro realizaci přídatného spalování. Určení nových hmotnostních podílů spalin je důležité pro přesné určení vlastností spalin. Některé vlastnosti vychází při výpočtu z objemového složení spalin, proto hmotnostní podíly musí být přepočítány i na objemové.

Celkové množství CO<sub>2</sub> ve spalinách po přídatném spalování:

$$M_{CO_2}^N = \dot{m}_{p,MN}^d \cdot M_{c,CO_2} + \dot{m}_{PŘID} \cdot M_{s,CO_2} = 0,5296 \cdot 3,163 + 0,0256 \cdot 3,158$$

$$M_{CO_2}^N = 1,7556 \frac{kg_{CO_2}}{s} \quad (84)$$

Celkové množství H<sub>2</sub>O ve spalinách po přídatném spalování:

$$M_{H_2O}^N = \dot{m}_{p,MN}^d \cdot M_{c,H_2O} + \dot{m}_{PŘID} \cdot M_{s,H_2O} = 0,5296 \cdot 1,337 + 0,0256 \cdot 1,238$$

$$M_{H_2O}^N = 0,7398 \frac{kg_{H_2O}}{s} \quad (85)$$

Celkové množství SO<sub>2</sub> ve spalinách po přídatném spalování:

$$M_{SO_2}^N = \dot{m}_{p,MN}^d \cdot M_{c,SO_2} + \dot{m}_{PŘID} \cdot M_{s,SO_2} = 0,5296 \cdot 0,002 + 0,0256 \cdot 0,002 =$$

$$= 0,0001 \frac{kg_{SO_2}}{s} \quad (86)$$

Celkové množství N<sub>2</sub> ve spalinách po přídatném spalování:

$$M_{N_2}^N = \dot{m}_{p,MN}^d \cdot M_{c,N_2} + \dot{m}_{PŘID} \cdot M_{s,N_2} = 0,5296 \cdot 19,23 + 0,0256 \cdot 10,686 =$$

$$= 10,4567 \frac{kg_{N_2}}{s} \quad (87)$$

Celkové množství Ar ve spalinách po přídatném spalování:

$$M_{Ar}^N = \dot{m}_{p,MN}^d \cdot M_{c,Ar} + \dot{m}_{PŘID} \cdot M_{s,Ar} = 0,5296 \cdot 0,327 + 0,0256 \cdot 0,181 =$$

$$= 0,1776 \frac{kg_{Ar}}{s} \quad (88)$$

Celkové množství O<sub>2</sub> ve spalinách po přídatném spalování:

$$M_{O_2}^N = \dot{m}_{p,MN}^d \cdot M_{c,O_2} - \dot{m}_{PŘID} \cdot M_{s,O_2} = 0,5296 \cdot 2,618 - 0,0256 \cdot 3,273 =$$

$$= 1,303 \frac{kg_{O_2}}{s} \quad (89)$$

Hmotnostní podílové složení spalin  $\sigma_{N-sp,i}$  se stanoví stejným způsobem, jako je uvedeno v kapitole 2.3.2 a následně se podle stejného postupu přepočítá na objemové podíly  $\omega_{N-sp,i}$ .

Tab. 22 Složení spalin po přídavném spalování

	Motorová nafta		Zemní plyn	
	$\sigma_{sp,i}^N$	$\omega_{sp,i}^N$	$\sigma_{sp,i}^N$	$\omega_{sp,i}^N$
	% hm.	% obj.	% hm.	% obj.
<b>CO<sub>2</sub></b>	12,164	7,988	8,902	5,681
<b>H<sub>2</sub>O</b>	5,125	8,222	8,013	12,491
<b>SO<sub>2</sub></b>	0,001	0,000 39	0,000 04	0,000 02
<b>N<sub>2</sub></b>	72,451	74,746	73,09	73,273
<b>Ar</b>	1,23	0,89	1,241	0,872
<b>O<sub>2</sub></b>	9,028	8,154	8,754	7,683

Podmínkou možnosti použití přídavných mřížových hořáků je od výrobce udávaná minimální hodnota kyslíku za hořáky. Ten po spalování musí mít minimální hodnotu 6 % obj., která je v tomto případě splněna u obou druhů uvažovaných paliv se značnou rezervou. Pokud by byla potřeba většího přitápění, hořák může spalovat maximálně  $0,1 \text{ kg}_{\text{pal}} \cdot \text{s}^{-1}$  motorové nafty případně  $0,08 \text{ kg}_{\text{pal}} \cdot \text{s}^{-1}$  zemního plynu, pro dodržení požadovaného množství kyslíku ve spalinách.

### 3.3.4 Vstupní parametry spalin

Entalpii spalin vstupujících do kotle určíme podle rovnice pro výkon mezi body 1sp a 3sp. Výkon v těchto výhřevných plochách je volen proto, že známe výstupní entalpii z výparníku a jedinou neznámou hodnotou je zde tedy vstupní entalpie. Tepelný výkon spalin se určí z výkonu, který je přijat ze strany páry se započítáním ztráty sálání a konvekce.

$$Q_{p,1-4} = Q_{p,PŘ2} + Q_{p,PŘ1} + Q_{p,VÝP} = 325 + 797 + 5\,277 = \mathbf{6\,399 \text{ kW}} \quad (90)$$

$$Q_{sp,1-3} = \frac{Q_{p,1-4}}{\left(1 - \frac{\xi_s}{100}\right)} = \frac{6\,399}{\left(1 - \frac{0,512}{100}\right)} = \mathbf{6\,431,93 \text{ kW}} \quad (91)$$

Z následujícího vzorce se vyjádří hodnota entalpie v bodě 1sp. Pomocí vzorců v příloze 1 se určí, jaké teplotě daná entalpie odpovídá.

$$Q_{sp,1-3} = M_{sp,N} \cdot (i_{1sp} - i_{3sp})$$

$$i_{1sp} = \frac{Q_{sp,1-3}}{M_{sp,N}} + i_{3sp} = \frac{6\,431,93}{14,434} + 526,63 = \mathbf{972,24 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}} \quad (92)$$

$$t_{1sp} = 630 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tab. 23 Parametry spalin na vstupu do kotle

			Motorová nafta	Zemní plyn
<b>Tepelný výkon ze strany páry</b>	$Q_{p,1-4}$	kW	6 399	6 417
<b>Tepelný výkon ze strany spalin</b>	$Q_{sp,1-4}$	kW	6 431,93	6 450,09
<b>Entalpie v bodě 1sp</b>	$i_{1sp}$	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	972,24	1 006,77
<b>Teplota v bodě 1sp</b>	$t_{1sp}$	$^\circ\text{C}$	630	640

### 3.3.5 Parametry spalin na výstupu z přehříváků a ekonomizéru

Všechny důležité parametry pro stanovení hodnot spalin z pilového diagramu jsou známe. Je tedy možné určit výstupní teploty a entalpie z přehříváků 1, 2 a výstupní parametry z ekonomizéru, neboli parametry na konci kotle. Hodnota teploty v daných bodech se zjistí z výkonové bilance pro danou plochu, kde teplo spalin poníženo o ztrátu sáláním je rovno přijatému teplu v páře.

Měrná tepelná kapacita spalin je stanovena pro jednotlivé složky spalin podle přílohy 2 a celková hodnota odpovídající podílovému složení spalin je vypočtena z následujícího vzorce. [11] Výpočet pomocí programu realizoval iterační postup i pro výpočet teploty a tomu odpovídající hodnotě měrné tepelné kapacity. Ve výpočtech bude měrná tepelná kapacita stanovena pro střední hodnotu teploty mezi uvažovanými body, ta se vypočte jako součet vstupní a výstupní teploty podělený dvěma.

$$c_p = \sum c_{p,i} \cdot \sigma_{sp,i} \quad \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right]$$

#### Bod 2sp

Tab. 24 Měrná tepelná kapacita při teplotě 620,5 °C

	$c_{p,\text{CO}_2}$	$c_{p,\text{N}_2}$	$c_{p,\text{SO}_2}$	$c_{p,\text{Ar}}$	$c_{p,\text{H}_2\text{O}}$	$c_{p,\text{O}_2}$
<b>kJ/kg·K</b>	1,2033	1,1444	0,8236	0,519	2,2175	1,0728

$$\begin{aligned}
 c_{p,1-2} &= \frac{\sigma_{sp,\text{CO}_2}^N}{100} \cdot c_{p,\text{CO}_2} + \frac{\sigma_{sp,\text{N}_2}^N}{100} \cdot c_{p,\text{N}_2} + \frac{\sigma_{sp,\text{SO}_2}^N}{100} \cdot c_{p,\text{SO}_2} + \frac{\sigma_{sp,\text{Ar}}^N}{100} \cdot c_{p,\text{Ar}} + \\
 &+ \frac{\sigma_{sp,\text{H}_2\text{O}}^N}{100} \cdot c_{p,\text{H}_2\text{O}} + \frac{\sigma_{sp,\text{O}_2}^N}{100} \cdot c_{p,\text{O}_2} = \frac{12,164}{100} \cdot 1,2033 + \frac{72,451}{100} \cdot 1,1444 + \\
 &+ \frac{0,001}{100} \cdot 0,8236 + \frac{1,23}{100} \cdot 0,519 + \frac{5,125}{100} \cdot 2,2175 + \frac{9,028}{100} \cdot 1,0728 = \\
 &= 1,192\,37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}
 \end{aligned} \tag{93}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{p,\text{PŘ}_2} &= M_P \cdot (i_1 - i_{2a}) = M_{sp,N} \cdot c_{p,1-2} \cdot (t_{1sp} - t_{2sp}) \cdot \left(1 - \frac{\xi_s}{100}\right) \\
 t_{2sp} &= t_{1sp} - \frac{Q_{p,\text{PŘ}_2}}{M_{sp,N} \cdot c_{p,1-2} \cdot \left(1 - \frac{\xi_s}{100}\right)} = \\
 &= 630 - \frac{325}{14,434 \cdot 1,192\,37 \cdot \left(1 - \frac{0,512}{100}\right)} = 611 \text{ °C}
 \end{aligned} \tag{94}$$

Entalpie na výstupu z přehříváku 2 je stanovena pro vypočtenou teplotu 611 °C podle stejného postupu, který byl použit u výpočtu entalpie v bodě 4sp.

$$i_{2sp} = 949,26 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Bod 3sp**

Měrná tepelná kapacita je vypočtena podle předešlého postupu pro střední teplotu v přehřívači 1, která je rovna 588 °C.

$$c_{p,2-3} = 1,192\,37 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$Q_{p,PŘ1} = 0,995 \cdot M_P \cdot (i_2 - i_3) = M_{sp,N} \cdot c_{p,2-3} \cdot (t_{2sp} - t_{3sp}) \cdot \left(1 - \frac{\xi_s}{100}\right)$$

$$t_{3sp} = t_{2sp} - \frac{Q_{p,PŘ1}}{M_{sp,N} \cdot c_{p,2-3} \cdot \left(1 - \frac{\xi_s}{100}\right)} =$$

$$= 611 - \frac{797}{14,434 \cdot 1,183\,81 \cdot \left(1 - \frac{0,512}{100}\right)} = 564,1 \text{ °C}$$

$$i_{3sp} = 893,92 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

**Bod 5sp**

Střední teplota v ekonomizéru je rovna 198 °C. Pro tuto hodnotu je opět stanovena měrná tepelná kapacita.

$$c_{p,4-5} = 1,074\,65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$Q_{p,EKO} = 0,995 \cdot M_P \cdot (i_5 - i_6) = M_{sp,N} \cdot c_{p,4-5} \cdot (t_{4sp} - t_{5sp}) \cdot \left(1 - \frac{\xi_s}{100}\right)$$

$$t_{5sp} = t_{4sp} - \frac{Q_{p,EKO}}{M_{sp,N} \cdot c_{p,4-5} \cdot \left(1 - \frac{\xi_s}{100}\right)} =$$

$$= 238 - \frac{1\,248}{14,434 \cdot 1,074\,65 \cdot \left(1 - \frac{0,512}{100}\right)} = 157,9 \text{ °C}$$

$$i_{5sp} = 441,22 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tab. 25 Parametry spalin z pilového diagramu

	Motorová nafta		Zemní plyn	
	Teplota	Entalpie	Teplota	Entalpie
	°C	kJ·kg <sup>-1</sup>	°C	kJ·kg <sup>-1</sup>
<b>1sp</b>	630	972,24	640	1 006,77
<b>2sp</b>	611	949,26	620	986,78
<b>3sp</b>	564	893,92	570	926,36
<b>4sp</b>	238	526,63	238	542,1
<b>5sp</b>	158	441,22	156	453,53

### 3.3.6 Ztráta sáláním a konvekcí

Ztráta sáláním je stanovena dle normy ČSN EN 12952-15, kde koeficient  $C$  je volen pro zdroje na kapalná paliva a zemní plyn [15]. Maximální využitelný výkon  $Q_N$  se stanoví podle vstupní entalpie spalin na vstupu do kotle a hmotnostního průtoku spalin.

$$C_{sal} = 0,0113$$

$$Q_N = M_{sp,N} \cdot i_{1sp} = 14,434 \cdot 972,24 \cdot 10^{-3} = \mathbf{14,033 MW} \quad (97)$$

$$Q_{RC} = C \cdot Q_N^{0,7} = 0,0113 \cdot (14,033)^{0,7} = \mathbf{0,0718 MW} \quad (98)$$

Ztráta sáláním:

$$\xi_{sal} = \frac{Q_{RC}}{Q_N} = \frac{0,0718}{14,033} \cdot 100 = \mathbf{0,512 \%} \quad (99)$$

Tab. 26 Ztráta sáláním a konvekcí při spalování motorové nafty nebo zemního plynu

			Motorová nafta	Zemní plyn
<b>Maximální využitelný výkon</b>	$Q_N$	MW	14,033	13,998
<b>Ztrátový výkon sáláním</b>	$Q_{RC}$	MW	0,0718	0,0717
<b>Ztráta sáláním</b>	$\xi_{sal}$	%	0,512	0,512

### 3.3.7 Komínová ztráta

Komínová ztráta se stanoví podle normy ČSN EN 12952-15. Výpočet je závislý na rozdílu entalpií výstupních spalin a okolí, do kterého jsou spaliny vypouštěny. [15] Předpokládaná teplota okolí je volena 20 °C, pro kterou je odpovídající měrná tepelná kapacita rovna 1,01 kJ·kg<sup>-1</sup>·K<sup>-1</sup>.

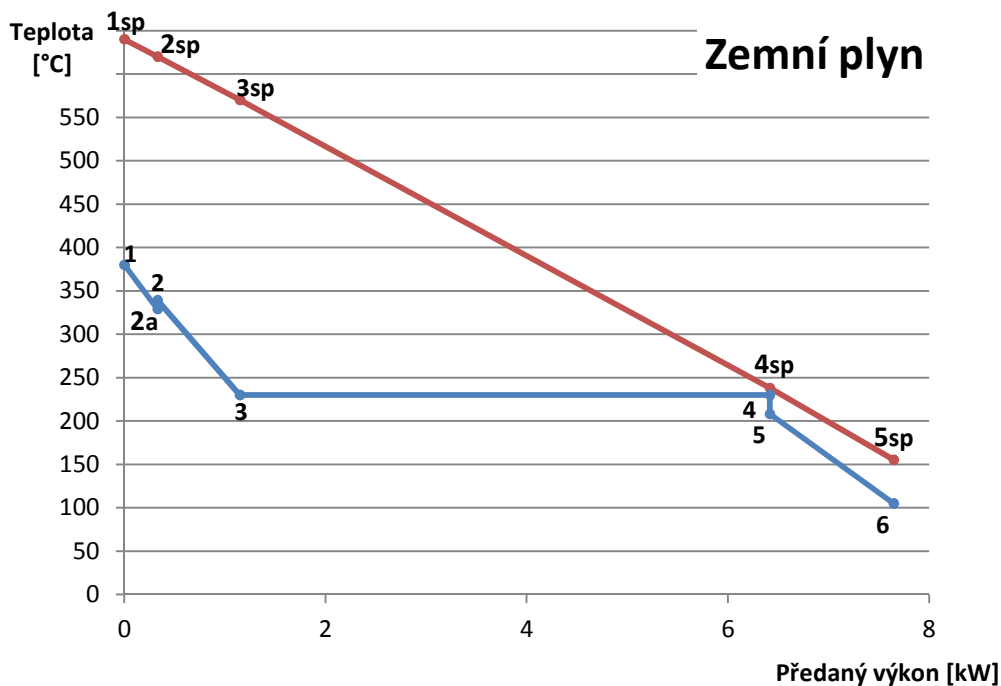
$$\xi_k = \frac{M_{sp,N} \cdot (i_{5sp} - c_{p,vz} \cdot t_{vz})}{(\dot{m}_{p,MN}^d + \dot{m}_{p\check{R}ID}) \cdot Q_{MN}^r} \cdot 100 = \frac{14,434 \cdot (441,22 - 1,01 \cdot 20)}{(0,5296 + 0,0256) \cdot 44\,139} \cdot 100 \quad (100)$$

$$\xi_k = \mathbf{25,5 \%}$$

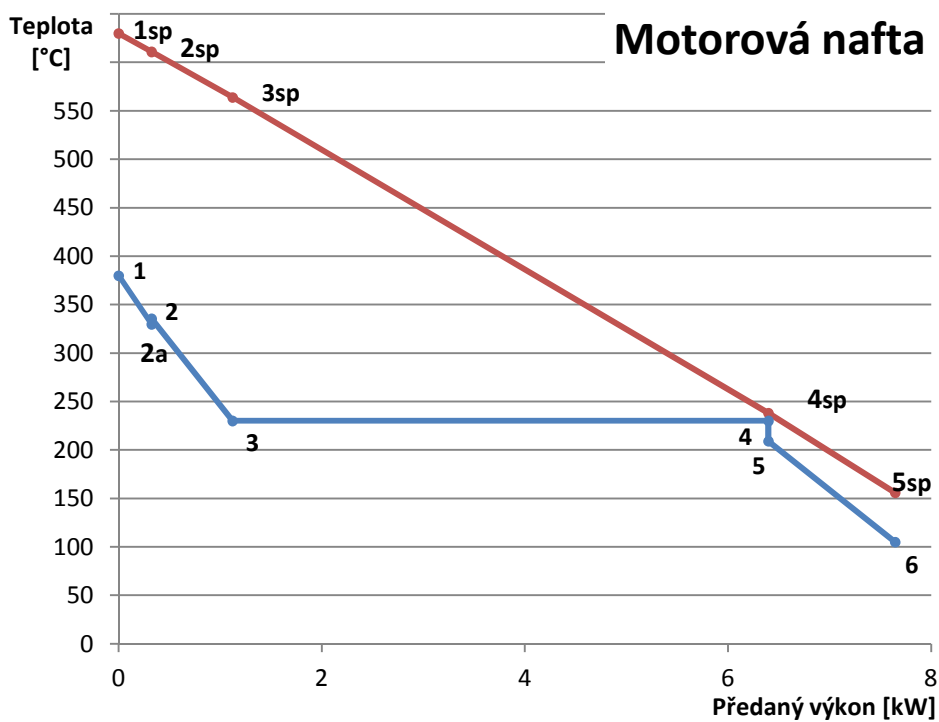
Tab. 27 Komínová ztráta při spalování motorové nafty nebo zemního plynu

			Motorová nafta	Zemní plyn
<b>Komínová ztráta</b>	$\xi_k$	%	25,5	26,6

### 3.4 Skutečný pilový diagram



Obr. 9 Pilový diagram při spalování zemního plynu



Obr. 10 Pilový diagram při spalování motorové nafty



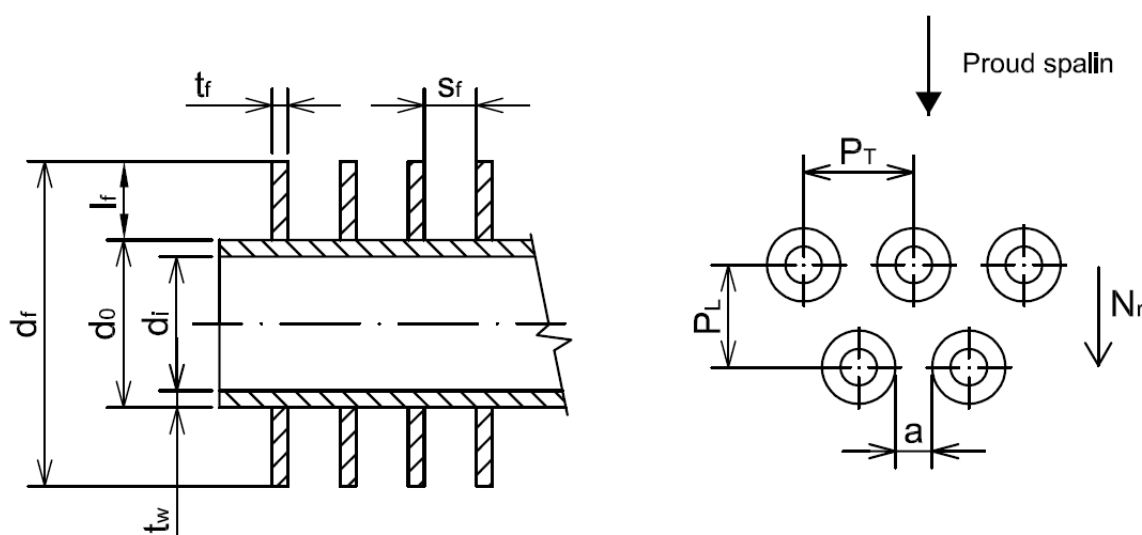
## 4 KONSTRUKČNÍ VÝPOČET

U konstrukčního výpočtu je vycházeno z hodnot stanovených v předešlých kapitolách. Jako první se určí šířka spalínového kanálu s daným počtem trubek v jedné řadě. Následně z tepelného výkonu, který je třeba v každé výhřevné ploše předat, se určí množství řad trubek. Z těchto výpočtů vyplynou základní rozměry vnitřní části kotle.

S přičtením rozměrů dodatečných součástí kotle, tj. tepelných izolací, nosné konstrukce kotle a dalšího vybavení se ukáže, zda kotel pro tuto aplikaci by mohl být dodáván v kontejnerovém provedení, nebo jeho rozměry budou na jednotnou přepravu příliš velké a kotel by musel být sestavován až na místě použití.

### 4.1 Volba trubek kotle

Na následujícím obrázku je znázorněn řez žebrovanou trubkou a označeny rozměry, se kterými bude počítáno, podélné a příčné rozměry uspořádání trubek v kanálu spalín.



Obr. 12 Značení rozměrů žebrované trubky

Rozměry trubek v celém kotli jsou voleny stejných rozměrů a dle potřeby při návrhu počtu příčných řad trubek je prováděna korekce hodnot počtů žebor na metr délky trubky, druhu žebor a jejich výšky. Ve všech výhřevných plochách je uvažováno vystřídané uspořádání trubek. Všechny tyto hodnoty jsou voleny na základě odborných konzultací.

Tab. 28 Základní rozměry trubek pro celý kotel

<b>Vnější průměr trubky</b>	<b><math>d_0</math></b>	mm	32
<b>Tloušťka stěny trubky</b>	<b><math>t_w</math></b>	mm	3,2
<b>Vnitřní průměr trubky</b>	<b><math>d_i</math></b>	mm	25,6
<b>Tloušťka žebra</b>	<b><math>t_f</math></b>	mm	1

Výpočet vnitřního průměru trubky:

$$d_i = d_0 - 2 \cdot t_w = 32 - 2 \cdot 3,2 = \mathbf{25,6 \text{ mm}} \quad (101)$$

## 4.2 Návrh spalínového kanálu

Rozměry spalínového kanálu jsou navrženy podle první výhřevné plochy kotle a to přehříváku 2. Nejprve se navrhnu rozměry trubek, žeber a zvolí se rychlost páry. Ta je podle doporučené literatury v rozmezí 12 až 30 m·s<sup>-1</sup>, kde vyšší rychlosti páry jsou voleny pro nižší tlaky. [7] Ze vztahů pro výpočet rychlosti páry a celkového vnitřního průtočného průřezu všemi trubkami se určí počet trubek v 1 řadě. Od tohoto se poté odvíjí šířka celého spalínového kanálu a následně i výška kanálu. [17] Vlastnosti páry a spalin vyskytující se ve vzorcích jsou stanoveny pro střední teplotu a tlak v dané výhřevné ploše.

$$w_{p,př2} = \frac{M_p \cdot v_{1-2}}{S_p} \quad \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot N_F \quad [m^2]$$

kde:	$w_{p,př2}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost páry v přehříváku 2,
	$M_p$	[kg·s <sup>-1</sup> ]	hmotnostní průtok páry,
	$v_{1-2}$	[m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrný objem pro střední teplotu,
	$S_p$	[m <sup>2</sup> ]	celková vnitřní plocha všech trubek první řady,
	$d_i$	[mm]	vnitřní průměr trubky,
	$N_F$	[-]	počet trubek v řadě.

Tab. 29 Parametry svazku přehříváku 2

Přehřívák 2			
Rychlost páry	$w_{p,př2}$	m·s <sup>-1</sup>	30
Výška žebra	$l_f$	mm	10
Tloušťka žebra	$t_f$	mm	1
Počet žeber na 1 metr	$n_f$	1·m <sup>-1</sup>	230
Vnější průměr s žebry	$d_f$	mm	52
Vzdálenost žeber	a	mm	36

### 4.2.1 Počet trubek v jedné řadě

Ve vzorci pro výpočet rychlosti páry uvnitř trubek přehříváku je jako jediná neznámá celkový průtočný průřez trubek. Po vypočtení této hodnoty a díky vypočtenému vnitřnímu průměru trubky se může stanovit počet trubek v jedné řadě.

Střední teplota v přehříváku 2:

$$t_{s,1-2} = \frac{t_1 + t_{2a}}{2} = \frac{380 + 330}{2} = 355 \text{ °C} \quad (102)$$

Střední tlak v přehříváku 2:

$$p_{s,1-2} = \frac{p_1 + p_{2a}}{2} = \frac{25 + 26}{2} = 25,5 \text{ bar} \quad (103)$$

Pro střední teplotu a tlak na výstupu z kotle je dle parních tabulek [14] určen měrný objem páry  $v_{1-2} = 0,1085 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$ .

Celkový průtočný průřez všech trubek:

$$S_p = \frac{M_p \cdot v_{1-2}}{w_{p,př2}} = \frac{2,778 \cdot 0,1085}{30} = \mathbf{0,01 \text{ m}^2} \quad (104)$$

Množství trubek v jedné řadě:

$$N_F = \frac{4 \cdot S_p}{\pi \cdot d_i^2} = \frac{4 \cdot 0,01}{\pi \cdot (25,6 \cdot 10^{-3})^2} = \mathbf{19,853 \text{ trubek}} \quad (105)$$

$$N_F = \mathbf{20 \text{ trubek}}$$

Protože výsledkem ze vzorce není celé číslo trubek, je nutné jej zaokrouhlit. V tomto případě vychází počet trubek v jedné řadě roven 20. Vzhledem k zaokrouhlení se musí provést kontrola a přepočítat skutečnou rychlost páry, aby nedošlo k překročení daných mezí.

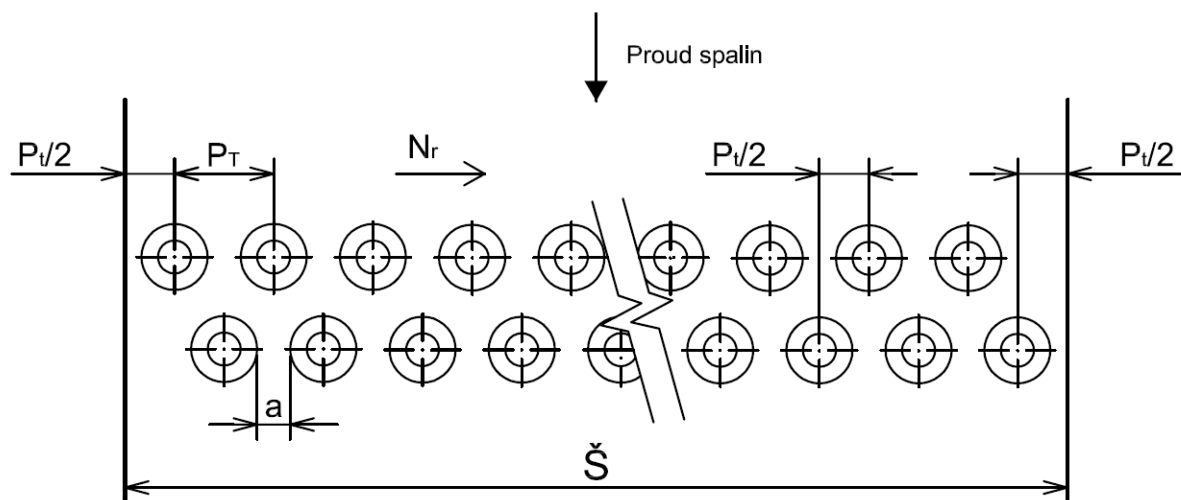
$$w_{p,př2} = \frac{4 \cdot M_p \cdot v_{1-2}}{\pi \cdot d_i^2 \cdot N_F} = \frac{4 \cdot 2,778 \cdot 0,1085}{\pi \cdot (25,6 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 20} = \mathbf{29,283 \frac{m}{s}} \quad (106)$$

#### 4.2.2 Rozměry spalínového kanálu

Návrh šířky kanálu vychází z příčné rozteče trubek, která se stanoví díky vnějšímu průměru trubky, výšce žebra a volené vzdálenosti žebra dvou trubek vedle sebe.

$$P_T = d_0 + 2 \cdot l_f + a = 32 + 2 \cdot 10 + 36 = \mathbf{88 \text{ mm} = 0,088 \text{ m}} \quad (107)$$

Celková šířka poté vychází z uspořádání trubek v kanálu, kde z roztečí a počtu trubek se stanoví šířka trubkového svazku a přičtením vzdálenosti krajních trubek a plechu kanálu vyjde výsledná šířka.



Obr. 13 Uspořádání trubek ve spalínovém kanálu

$$\begin{aligned} \check{S} &= \frac{P_T}{2} + (N_F - 1) \cdot P_T + \frac{P_T}{2} + \frac{P_T}{2} = \\ &= \frac{0,088}{2} + (20 - 1) \cdot 0,088 + \frac{0,088}{2} + \frac{0,088}{2} = \mathbf{1,804 \text{ m}} \end{aligned} \quad (108)$$

$$\check{S} = \mathbf{1,8 \text{ m}}$$

Výška kanálu vychází z průtočné plochy spalínového kotle, kde je třeba určit rychlost proudění spalín a přepočítat hmotnostní průtok spalín na skutečný objemový průtok zohledňující jejich teplotu. Objemový průtok se vypočte z hmotnostního, vydělením měrné hmotnosti spalín při dané teplotě.

Měrná hmotnost spalín pro střední teplotu  $t_{s,1-2}$  se určí z objemových podílů složek spalín a měrnou hmotností těchto složek při dané teplotě určené podle přílohy 3. [7]

Tab. 30 Měrná hmotnost složek spalín při teplotě 355 °C

	$\rho_{CO_2}$	$\rho_{N_2}$	$\rho_{O_2}$	$\rho_{SO_2}$	$\rho_{H_2O}$	$\rho_{Ar}$
$kg \cdot m^{-3}$	0,8537	0,5431	0,6205	1,243	0,3499	0,7761

$$\rho_{sp} = \sum \omega_{sp,i} \cdot \rho_i \quad \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

$$\begin{aligned} \rho_{sp,1-2} &= \frac{\omega_{sp,CO_2}^N}{100} \cdot \rho_{CO_2} + \frac{\omega_{sp,N_2}^N}{100} \cdot \rho_{N_2} + \frac{\omega_{sp,SO_2}^N}{100} \cdot \rho_{SO_2} + \frac{\omega_{sp,Ar}^N}{100} \cdot \rho_{Ar} + \\ &+ \frac{\omega_{sp,H_2O}^N}{100} \cdot \rho_{H_2O} + \frac{\omega_{sp,O_2}^N}{100} \cdot \rho_{O_2} = \frac{7,988}{100} \cdot 0,8537 + \frac{74,746}{100} \cdot 0,5431 + \\ &+ \frac{0,00039}{100} \cdot 1,243 + \frac{0,89}{100} \cdot 0,7761 + \frac{8,222}{100} \cdot 0,3499 + \frac{8,154}{100} \cdot 0,6205 = \\ &= \mathbf{0,5604} \frac{kg}{m^3} \end{aligned} \quad (109)$$

Přepočet hmotnostního průtoku spalín na objemový při teplotě  $t_s$ .

$$M_{sp,v} = \frac{M_{sp}}{\rho_{sp,1-2}} = \frac{14,434}{0,5604} = \mathbf{25,757} \frac{m^3}{s} \quad (110)$$

Výpočet průtočné plochy spalínového kanálu, kde je rychlost spalín na vstupu do kotle volena  $w_{sp,1-2} = 11,5 m \cdot s^{-1}$ .

$$S_{kan} = \frac{M_{sp,v}}{w_{sp,1-2}} = \frac{25,757}{11,5} = \mathbf{2,24} m^2 \quad (111)$$

Průtočná plocha kanálu lze také vypočítat na základě geometrie, kde se od celkového průřezu daného šířkou a výškou odečte průřez trubek. Z tohoto vztahu je jedinou neznámou výška kanálu.

$$\begin{aligned} S_{kan} &= \check{S} \cdot L_f - L_f \cdot d_o \cdot N_F - 2 \cdot t_f \cdot l_f \cdot L_f \cdot N_F \cdot n_f \\ L_f &= \frac{S_{kan}}{\check{S} - d_o \cdot N_F - 2 \cdot t_f \cdot l_f \cdot N_F \cdot n_f} = \\ &= \frac{2,24}{1,8 - 0,032 \cdot 20 - 2 \cdot 0,001 \cdot 0,01 \cdot 20 \cdot 230} = \mathbf{2,097} m \\ L_f &= \mathbf{2,1} m \end{aligned} \quad (112)$$

Výška spalínového kanálu je volena 2,1 m. Vlivem zaokrouhlení je nutné přepočítat rychlost spalín na vstupu do kotle.

$$S_{kan}^{sk} = \check{S} \cdot L_f - L_f \cdot d_o \cdot N_F - 2 \cdot t_f \cdot l_f \cdot L_f \cdot N_F \cdot n_f = \quad (113)$$

$$= 1,8 \cdot 2,1 - 2,1 \cdot 0,032 \cdot 20 - 2 \cdot 0,001 \cdot 0,01 \cdot 2,1 \cdot 20 \cdot 230 = 2,243 \text{ m}^2$$

Skutečná rychlost spalín:

$$w_{sp,1-2}^{sk} = \frac{M_{sp,v}}{S_{kan}^{sk}} = \frac{25,757}{2,243} = 11,483 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Pokud by byly pro návrh rozměrů spalínového kanálu použity hodnoty pro zemní plyn, byl by výsledek stejný. Velikost šířky kanálu je dána na základě zvolených rozměrů trubek, proto vlastnosti spalín zemního plynu by ji nijak neovlivnily. Měrná hmotnost spalín zemního plynu se od měrné hmotnosti spalín motorové nafty liší pouze o 0,015 kg·m<sup>-3</sup> což je v tomto případě zanedbatelný rozdíl. Po stejném postupu výpočtu by výška kanálu vyšla 2,074 m a tato hodnota by byla také zaokrouhlena na zvolených 2,1 m.

Tab. 31 Přehled vypočtených hodnot

Počet trubek v 1 řadě	N <sub>F</sub>	-	20
Šířka kanálu	Š	m	1,8
Výška kanálu	L <sub>f</sub>	m	2,1
Rychlost páry	w <sub>p,př2</sub>	m·s <sup>-1</sup>	29,283
Rychlost spalín	w <sub>sp,1-2</sub> <sup>sk</sup>	m·s <sup>-1</sup>	11,483

### 4.3 Postup výpočtu výhřevných ploch

Velikost výhřevné plochy, aby bylo dosaženo předání odpovídajícího tepelného toku, je dána počtem podélných řad trubek. Celý tento výpočet vychází ze stanovení celkové výhřevné plochy, určené pomocí tepelného výkonu, středního logaritmického teplotního spádu a součinitele prostupu tepla. Po vydělení celé výhřevné plochy hodnotou výhřevné plochy jedné řady, je výsledkem počet podélných řad. Jelikož počet podélných řad musí být celé číslo, bude voleno zaokrouhlení počtu řad směrem nahoru a to z důvodu uvažování tepelné efektivnosti žebor, zanesení trubek a podobně. Toto předimenzování nesmí být přehnaně velké. Pokud výstupní hodnota je blízká polovině trubky a potřebuje tedy velké zaokrouhlení, je v návrhu možné provádět korekci vstupních parametrů. Například dle potřeby upravovat vstupní hodnoty rozměrů trubky, konkrétně počet žebor na metr délky trubky, výšku žebra či tloušťku žebra.

Celý výpočet je prováděn pomocí ESCOA manuálu, který využívá angloamerické měrné soustavy. [18] Vstupní hodnoty proto budou převedeny z metrického systému na angloamerický a důležité výstupní hodnoty budou v souhrnné tabulce převedeny zpět na metrický systém.

Při návrhu kotle jsou uvažovány dva druhy žebor. Pro přehříváky 1 a 2 jsou použita plná žebra a pro výparník a ekonomizér jsou to žebra sekaná. Při výpočtu dle ESCOA manuálu je postup výpočtu pro daný druh žebor stejný a liší se pouze vstupními hodnotami daných výhřevnou plochou a koeficienty, kde se jejich výpočet liší podle zvoleného typ uspořádání trubek ve svazku. Detailní výpočet s dosazením a popisem postupu výpočtu bude proveden pro přehřívák 2 a výparník. Pro zbylé výhřevné plochy budou uvedeny vstupní hodnoty a důležité výstupní hodnoty, včetně porovnání výsledků pro vystřídání řazení trubek ve svazku a řazení trubek za sebou.

## 4.4 Výhřevná plocha přehříváku 2

Pro přehříváky 1 a 2 jsou voleny trubky s plným žebrováním, v manuálu ESCOA označené jako typ žebrování SOLIDFIN HF. Tyto trubky jsou vyráběné metodou kontinuálního vysokofrekvenčního navaření dlouhého žebra po šroubovici na celou délku trubky. Obdélníkový profil žebra je navařen tak, aby byl kolmý k ploše trubky. Model trubky použité pro tento kotel je znázorněn na následujícím obrázku. Trubky přehříváku jsou vystaveny teplotám nad 500 °C, a proto volen materiál s označení 16Mo3. Jedná se o molybdenovou ocel třídy 15 (15 020.1), ekvivalent podle ČSN, určené pro vyšší teploty a tlaky.



Obr. 14 Model trubky přehříváku 1 a 2 s plným žebrováním

### 4.4.1 Vstupní hodnoty pro přehřívák 2

Tab. 32 Vstupní parametry pro přehřívák 2

Volené rozměry trubek pro přehřívák 2					
Vnější průměr trubky	$d_o$	mm	32	in	1,26
Tloušťka stěny trubky	$t_w$	mm	3,2	in	0,126
Příčná rozteč trubek	$P_T$	mm	88	in	3,465
Podélná rozteč trubek	$P_L$	mm	92	in	3,622
Výška žebra	$l_f$	mm	10	in	0,394
Tloušťka žebra	$t_f$	mm	1	in	0,039
Počet žeber na jednotku délky	$n_f$	1/m	230	1/in	5,842
Délka žebrované trubky	$L_f$	m	2,1	ft	6,89
Počet trubek v 1 řadě	$N_f$	-	20	1	20
Plocha spalinového kanálu	$A_d$	m <sup>2</sup>	3,78	ft <sup>2</sup>	40,69
Vstupní parametry pro zemní plyn					
Vstupní teplota spalin	$t_{1sp}$	°C	640	F	1 184
Výstupní teplota spalin	$t_{2sp}$	°C	620	F	1 148
Vstupní teplota vody (páry)	$t_{2a}$	°C	329	F	624
Výstupní teplota vody (páry)	$t_1$	°C	380	F	716
Hmotnostní průtok spalin	$M_{sp}$	kg·h <sup>-1</sup>	49 971,6	lb·h <sup>-1</sup>	110 168,5

Vlastnosti spalin zadávané do výpočtu se určují pro střední teploty spalin či páry. Parametry vztahující se k vlastnostem trubky jsou určeny pro střední teploty stěny trubky nebo žebra.

Střední teplota spalin:

$$T_b = \frac{t_{1sp} + t_{2sp}}{2} = \frac{640 + 620}{2} = 630 \text{ } ^\circ\text{C} = 1\,166 \text{ } F \quad (114)$$

Střední teplota páry:

$$T_i = \frac{t_{2a} + t_1}{2} = \frac{329 + 380}{2} = 354,5 \text{ } ^\circ\text{C} = 670,1 \text{ } F \quad (115)$$

Střední teplota žebra:

$$\begin{aligned} T_s &= T_i + 0,3 \cdot (T_b - T_i) = 354,5 + 0,3 \cdot (630 - 354,5) = \\ &= 437,15 \text{ } ^\circ\text{C} = 818,9 \text{ } F \end{aligned} \quad (116)$$

Střední teplota stěny trubky:

$$\begin{aligned} T_w &= T_i + 0,1 \cdot (T_b - T_i) = 354,5 + 0,1 \cdot (630 - 354,5) = \\ &= 382,05 \text{ } ^\circ\text{C} = 719,7 \text{ } F \end{aligned} \quad (117)$$

Tab. 33 Vlastnosti spalin a materiálu trubek v přehříváku 2

<b>Střední teplota spalin</b>	$T_b$	$^\circ\text{C}$	630	F	1 166
<b>Střední teplota páry</b>	$T_i$	$^\circ\text{C}$	354,5	F	670,1
<b>Střední teplota žebra</b>	$T_s$	$^\circ\text{C}$	437,15	F	818,9
<b>Střední teplota stěny trubky</b>	$T_w$	$^\circ\text{C}$	382,05	F	719,7
<b>Vlastnosti spalin zemního plynu</b>					
<b>Měrná tepelná kapacita při <math>T_b</math></b>	$c_p$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	1 224,14	$\text{Btu} \cdot \text{lb}^{-1} \cdot \text{F}^{-1}$	0,292
<b>Dynamická viskozita při <math>T_b</math></b>	$\mu_b$	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	$3,529 \cdot 10^{-5}$	$\text{lb} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-1}$	0,085
<b>Měrná hmotnost spalin při <math>T_b</math></b>	$\rho_b$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0,378	$\text{lb} \cdot \text{ft}^{-3}$	0,024
<b>Měrná hmotnost vstupních spalin při <math>T_1</math></b>	$\rho_1$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0,373	$\text{lb} \cdot \text{ft}^{-3}$	0,023
<b>Měrná hmotnost výstupních spalin při <math>T_2</math></b>	$\rho_2$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0,383	$\text{lb} \cdot \text{ft}^{-3}$	0,024
<b>Tepelná vodivost spalin při <math>T_b</math></b>	$k_b$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	0,0498	$\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-1} \cdot \text{F}^{-1}$	0,029
<b>Vlastnosti trubek pro materiál 16Mo3</b>					
<b>Tepelná vodivost žebra při <math>T_s</math></b>	$k_f$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	41	$\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-1} \cdot \text{F}^{-1}$	23,683
<b>Tepelná vodivost stěny trubky při <math>T_w</math></b>	$k_w$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	42,4	$\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-1} \cdot \text{F}^{-1}$	24,477
<b>Vnitřní odpor povrchu trubky vlivem zanášení</b>	$R_{fi}$	$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$	$\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F} \cdot \text{Btu}^{-1}$	$1,02 \cdot 10^{-4}$
<b>Vnější odpor povrchu trubky vlivem zanášení</b>	$R_{fo}$	$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	$1,8 \cdot 10^{-4}$	$\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F} \cdot \text{Btu}^{-1}$	$1,022 \cdot 10^{-3}$

Všechny vlastnosti spalin jsou určeny podle následujících vztahů [7], kde konkrétní hodnoty vlastností jednotlivých složek spalin v závislosti na teplotě, se stanoví z polynomů uvedených v přílohách 2 až 5. Molární hmotnosti prvků jsou uvedeny v tab. 12. Měrná hmotnost spalin pro teplotu  $T_1$  a  $T_2$  se určí stejným způsobem, jako pro teplotu střední. Tepelné vodivosti trubek materiálu 16Mo3 je určen pro dané teploty dle přílohy 6.

$$c_p = \sum c_{p,i} \cdot \sigma_{sp,i}^N \quad \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right]$$

$$\rho = \sum \omega_{sp,i}^N \cdot \rho_i \quad \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$$

$$k_b = \lambda = \frac{\sum \omega_{sp,i}^N \frac{\lambda_i}{\sqrt{M_i}}}{\sum \frac{\omega_{sp,i}^N}{M_i}} \quad \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$$

$$\nu = \frac{1}{\sum \left( \omega_{sp,i}^N \cdot \frac{1}{\nu_i} \right)} \quad \left[ \frac{m^2}{s} \right]$$

$$\mu = \rho \cdot \nu \quad [Pa \cdot s]$$

kde:	$\sigma_{sp,i}^N$	[-]	hmotnostní podíl složek spalin,
	$\omega_{sp,i}^N$	[-]	objemový podíl složek spalin,
	$c_p, c_{pi}$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita,
	$\rho, \rho_i$	$[kg \cdot m^{-3}]$	měrná hmotnost,
	$k_b, \lambda, \lambda_i$	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	měrná tepelná vodivost,
	$M_i$	$[kg \cdot mol^{-1}]$	molární hmotnost,
	$\nu, \nu_i$	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	kinematická viskozita,
	$\mu$	$[Pa \cdot s]$	dynamická viskozita.

Tab. 34 Vlastnosti složek spalin při teplotě  $T_b$  630 °C

		CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	Ar
$c_{pi}$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	1 206,4	1 146,6	1 074,4	823,9	2 224,2	519
$\rho_i$	$kg \cdot m^{-3}$	0,5934	0,3769	0,4325	0,8632	0,2403	0,5464
$\nu_i$	$m^2 \cdot s^{-1}$	$6,16 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$4,2 \cdot 10^{-5}$	$7,8 \cdot 10^{-5}$	$9 \cdot 10^{-5}$
$\lambda_i$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,0618	0,0615	0,069	0,0344	0,078	0,0383

Měrná tepelná kapacita spalin při teplotě 630 °C:

$$c_p = \frac{\sigma_{sp,CO_2}^N}{100} \cdot c_{p,CO_2} + \frac{\sigma_{sp,N_2}^N}{100} \cdot c_{p,N_2} + \frac{\sigma_{sp,SO_2}^N}{100} \cdot c_{p,SO_2} + \frac{\sigma_{sp,Ar}^N}{100} \cdot c_{p,Ar} +$$

$$+ \frac{\sigma_{sp,H_2O}^N}{100} \cdot c_{p,H_2O} + \frac{\sigma_{sp,O_2}^N}{100} \cdot c_{p,O_2} = \frac{8,902}{100} \cdot 1\,206,4 + \frac{73,09}{100} \cdot 1\,146,6 +$$

$$+ \frac{0,00004}{100} \cdot 823,9 + \frac{1,241}{100} \cdot 519 + \frac{8,013}{100} \cdot 2\,224,2 + \frac{8,754}{100} \cdot 1\,074,4 =$$

$$= 1\,224,14 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (118)$$



Měrná hmotnost spalín při teplotě 630 °C:

$$\begin{aligned} \rho_{sp,1-2} &= \frac{\omega_{sp,CO_2}^N}{100} \cdot \rho_{CO_2} + \frac{\omega_{sp,N_2}^N}{100} \cdot \rho_{N_2} + \frac{\omega_{sp,SO_2}^N}{100} \cdot \rho_{SO_2} + \frac{\omega_{sp,Ar}^N}{100} \cdot \rho_{Ar} + \\ &+ \frac{\omega_{sp,H_2O}^N}{100} \cdot \rho_{H_2O} + \frac{\omega_{sp,O_2}^N}{100} \cdot \rho_{O_2} = \frac{5,681}{100} \cdot 0,5934 + \frac{73,273}{100} \cdot 0,3769 + \\ &+ \frac{0,000\,02}{100} \cdot 0,8632 + \frac{0,872}{100} \cdot 0,5464 + \frac{12,491}{100} \cdot 0,2403 + \frac{7,683}{100} \cdot 0,4325 = \\ &= \mathbf{0,378 \frac{kg}{m^3}} \end{aligned} \quad (119)$$

Měrná tepelná kapacita spalín při teplotě 630 °C:

$$\begin{aligned} \sum \frac{\omega_{sp,i}^N}{M_i} &= \frac{\omega_{sp,CO_2}^N}{M_{CO_2}} + \frac{\omega_{sp,N_2}^N}{M_{N_2}} + \frac{\omega_{sp,SO_2}^N}{M_{SO_2}} + \frac{\omega_{sp,Ar}^N}{M_{Ar}} + \frac{\omega_{sp,H_2O}^N}{M_{H_2O}} + \frac{\omega_{sp,O_2}^N}{M_{O_2}} = \\ &= \left( \frac{5,681}{44,009} + \frac{73,273}{28,013} + \frac{0,000\,02}{64,059} + \frac{0,872}{39,948} + \frac{12,491}{18,015} + \frac{7,683}{31,999} \right) \cdot \frac{1}{100} = \\ &= \mathbf{0,037 \frac{kmol}{kg}} \end{aligned} \quad (120)$$

$$\begin{aligned} \sum \omega_{sp,i}^N \cdot \frac{\lambda_i}{\sqrt{M_i}} &= \omega_{sp,CO_2}^N \frac{\lambda_{CO_2}}{\sqrt{M_{CO_2}}} + \omega_{sp,N_2}^N \frac{\lambda_{N_2}}{\sqrt{M_{N_2}}} + \omega_{sp,SO_2}^N \frac{\lambda_{SO_2}}{\sqrt{M_{SO_2}}} + \omega_{sp,Ar}^N \frac{\lambda_{Ar}}{\sqrt{M_{Ar}}} + \\ &+ \omega_{sp,H_2O}^N \frac{\lambda_{H_2O}}{\sqrt{M_{H_2O}}} + \omega_{sp,O_2}^N \frac{\lambda_{O_2}}{\sqrt{M_{O_2}}} = (5,681 \cdot \frac{0,0618}{\sqrt{44,009}} + 73,273 \cdot \frac{0,0615}{\sqrt{28,013}} + \\ &+ 0,000\,02 \cdot \frac{0,0344}{\sqrt{64,059}} + 0,872 \cdot \frac{0,0383}{\sqrt{39,948}} + 12,491 \cdot \frac{0,078}{\sqrt{18,015}} + \\ &+ 7,683 \cdot \frac{0,069}{\sqrt{31,999}}) \cdot \frac{1}{100} = \mathbf{1,843 \cdot 10^{-3} \frac{W \cdot kmol}{m \cdot K \cdot kg}} \end{aligned} \quad (121)$$

$$k_b = \frac{\sum \omega_{sp,i}^N \frac{\lambda_i}{\sqrt{M_i}}}{\sum \frac{\omega_{sp,i}^N}{M_i}} = \frac{1,843 \cdot 10^{-3}}{0,037} = \mathbf{0,0498 \frac{W}{kg \cdot K}} \quad (122)$$

Kinematická viskozita spalín při teplotě 630 °C:

$$\begin{aligned} \nu &= \frac{1}{\sum \left( \omega_{sp,i}^N \cdot \frac{1}{\nu_i} \right)} = \\ &= \left( \omega_{sp,CO_2}^N \cdot \frac{1}{\nu_{CO_2}} + \omega_{sp,N_2}^N \cdot \frac{1}{\nu_{N_2}} + \omega_{sp,SO_2}^N \cdot \frac{1}{\nu_{SO_2}} + \omega_{sp,Ar}^N \cdot \frac{1}{\nu_{Ar}} + \right. \\ &\left. + \omega_{sp,H_2O}^N \cdot \frac{1}{\nu_{H_2O}} + \omega_{sp,O_2}^N \cdot \frac{1}{\nu_{O_2}} \right)^{-1} = \left( 5,681 \cdot \frac{1}{6,16 \cdot 10^{-5}} + 73,273 \cdot \frac{1}{1 \cdot 10^{-4}} + \right. \end{aligned} \quad (123)$$

$$\begin{aligned}
& +0,000\,02 \cdot \frac{1}{4,2 \cdot 10^{-5}} + 0,872 \cdot \frac{1}{9 \cdot 10^{-5}} + 12,491 \cdot \frac{1}{7,8 \cdot 10^{-5}} + \\
& + 9,028 \cdot \frac{1}{1 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{1}{100})^{-1} = 9,34 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s} \\
\mu = \rho \cdot \nu & = 0,378 \cdot 9,34 \cdot 10^{-5} = 3,529 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s \quad (124)
\end{aligned}$$

#### 4.4.2 Výpočet parametrů geometrie

Následné výpočty jsou přesně vypracovány podle metodiky manuálu ESCOA pro trubky SOLDFIN HF a stanoví se doplňující geometrické parametry potřebné pro následující tepelné výpočty.

Celková vnitřní plocha trubky vztažená na jednotku délky:

$$A_i = \pi \cdot \frac{d_i}{12} = \pi \cdot \frac{1,008}{12} = 0,26 \frac{ft^2}{ft} \quad (125)$$

Průměrná vnitřní plocha trubky vztažená na jednotku délky:

$$A_w = \pi \cdot \frac{(d_o - t_w)}{12} = \pi \cdot \frac{(1,26 - 0,126)}{12} = 0,3 \frac{ft^2}{ft} \quad (126)$$

Celkový průměr trubky s žebrem:

$$d_f = d_o + 2 \cdot l_f = 1,26 + 2 \cdot 0,394 = 2,047 \text{ in} \quad (127)$$

Rozteč žeber:

$$s_f = \frac{1}{n_f} - t_f = \frac{1}{5,842} - 0,039 = 0,132 \text{ in} \quad (128)$$

Poměrný vnější povrch trubky vztažený na jednotku délky:

$$A_{po} = \pi \cdot d_o \cdot \frac{(1 - n_f \cdot t_f)}{12} = \pi \cdot 1,26 \cdot \frac{(1 - 5,842 \cdot 0,039)}{12} = 0,254 \frac{ft^2}{ft} \quad (129)$$

Celkový vnější povrch trubky vztažený na jednotku délky:

$$\begin{aligned}
A_o & = \pi \cdot d_o \cdot \frac{(1 - n_f \cdot t_f)}{12} + \pi \cdot n_f \cdot \frac{2 \cdot l_f \cdot (d_o + l_f) + t_f \cdot (d_o + 2 \cdot l_f)}{12} = \\
& = \pi \cdot 1,26 \cdot \frac{(1 - 5,842 \cdot 0,039)}{12} + \\
& + \pi \cdot 5,842 \cdot \frac{2 \cdot 0,394 \cdot (1,26 + 0,394) + 0,039 \cdot (1,26 + 2 \cdot 0,394)}{12} = \\
& = 2,369 \frac{ft^2}{ft} \quad (130)
\end{aligned}$$

Vnější žebrovaná plocha trubky na jednotku délky:

$$A_{fo} = A_o - A_{po} = 2,369 - 0,254 = \mathbf{2,115 \frac{ft^2}{ft}} \quad (131)$$

Průřez plochy žeber na jednotku délky trubky:

$$A_c = \frac{d_o + 2 \cdot l_f \cdot t_f \cdot n_f}{12} = \frac{1,26 + 2 \cdot 0,395 \cdot 0,039 \cdot 5,842}{12} = \mathbf{0,12 \frac{ft^2}{ft}} \quad (132)$$

Volná plocha mezi trubkami v jedné řadě:

$$A_n = A_d - A_c \cdot L_f \cdot N_t = 40,69 - 0,12 \cdot 6,89 \cdot 20 = \mathbf{24,141 ft^2} \quad (133)$$

Hmotnostní průtok volnou plochou v řadě trubek:

$$G_n = \frac{M_{sp}}{A_n} = \frac{110\,168,5}{24,141} = \mathbf{4\,563,5 \frac{lb}{hr \cdot ft^2}} \quad (134)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = G_n \cdot \frac{d_o}{12 \cdot \mu_b} = 4\,563,5 \cdot \frac{1,26}{12 \cdot 0,085} = \mathbf{5\,613} \quad (135)$$

#### 4.4.3 Výpočet prostupu tepla

Při výpočtu součinitele prostupu tepla bude uvažováno několik následujících korekčních součinitelů, které je možné dle manuálu určit z grafu, nebo pomocí rovnic.

Korekční faktor pro Re kritérium:

$$C_1 = 0,25 \cdot Re^{-0,35} = 0,25 \cdot 5\,613^{-0,35} = \mathbf{0,012\,18} \quad (136)$$

Korekční faktor pro geometrii žeber pro vystřídané uspořádání trubek:

$$\frac{l_f}{s_f} = \frac{0,394}{0,132} = \mathbf{2,987} \quad (137)$$

$$C_3^S = 0,35 + 0,65 \cdot e^{(-0,25 \cdot l_f/s_f)} = 0,35 + 0,65 \cdot e^{(-0,25 \cdot 2,987)} = \mathbf{0,658}$$

Korekční faktor uspořádání trubek pro vystřídané uspořádání trubek:

$$\frac{P_L}{P_T} = \frac{3,622}{3,465} = \mathbf{1,0455}$$

$$\begin{aligned} C_5^S &= 0,7 + \left[ 0,7 - 0,8 \cdot e^{-0,15 \cdot N_f^2} \right] \cdot e^{(-1 \cdot P_L/P_T)} = \\ &= 0,7 + \left[ 0,7 - 0,8 \cdot e^{-0,15 \cdot 20^2} \right] \cdot e^{(-1,0455)} = \mathbf{0,946} \end{aligned} \quad (138)$$

Colburnův korekční faktor pro přestup tepla:

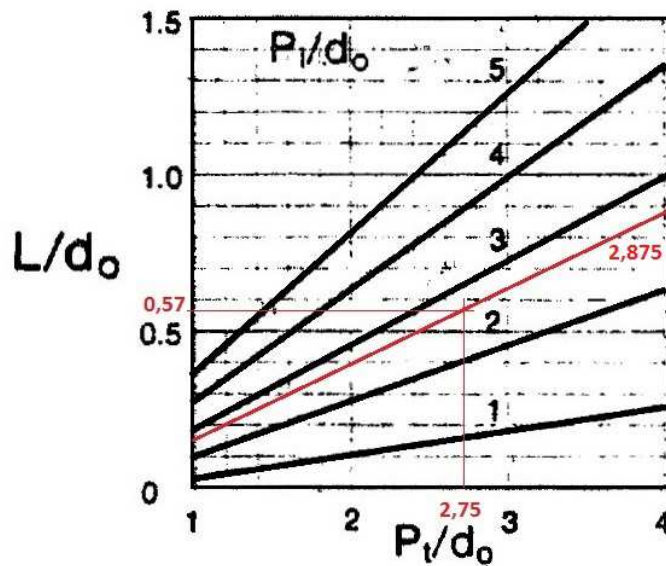
$$\begin{aligned} j &= C_1 \cdot C_3^S \cdot C_5^S \cdot \left( \frac{d_f}{d_o} \right)^{0,5} \cdot \left[ \frac{T_b + 460}{T_s + 460} \right]^{0,25} = \\ &= 0,01218 \cdot 0,658 \cdot 0,946 \cdot \left( \frac{2,047}{1,26} \right)^{0,5} \cdot \left[ \frac{1166 + 460}{818,9 + 460} \right]^{0,25} = \mathbf{0,0103} \end{aligned} \quad (139)$$

Vnější součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$h_c = j \cdot G_n \cdot c_p \cdot \left( \frac{k_b}{c_p \cdot \mu_b} \right)^{0,67} = 0,0103 \cdot 4\,563,5 \cdot 0,292 \cdot \left( \frac{0,029}{0,292 \cdot 0,085} \right)^{0,67} \quad (140)$$

$$h_c = 15,059 \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

Vnější součinitel přestupu tepla radiací se určí pomocí výpočtu, kde parametry  $\gamma_r$  a  $L$  vychází z grafů. Parametr střední sálavé tloušťky  $L$  se určí dle následujícího grafu, závislého na podélné rozteči  $P_L$  a příčné rozteči  $P_T$  trubek a vnějším průměru trubky. Výstupem z grafu je hodnota tloušťky  $L$  ku průměru a konkrétní tloušťka je poté vypočtena ze vzorce.



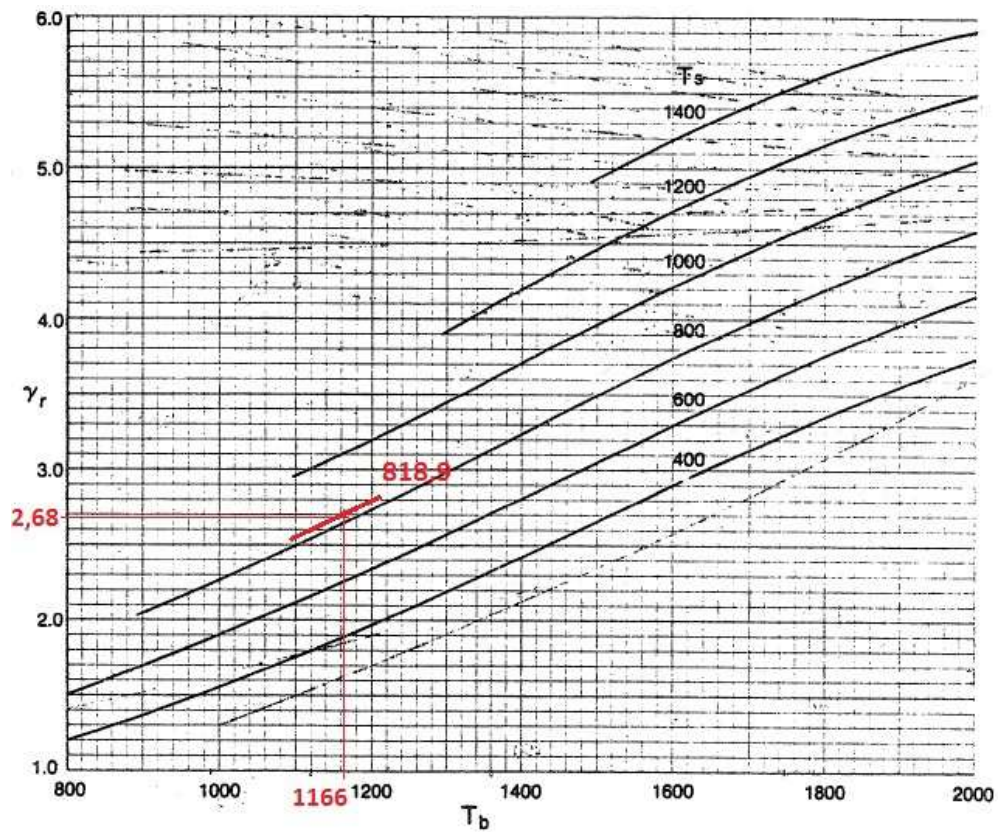
Obr. 15 Graf – hodnota střední sálavé tloušťky [18]

$$\frac{P_T}{d_o} = \frac{3,465}{1,26} = 2,75$$

$$\frac{P_L}{d_o} = \frac{3,622}{1,26} = 2,875 \quad (141)$$

$$L = \frac{L}{d_o} \cdot d_o = 0,57 \cdot 1,26 = 0,718 \text{ ft}$$

Hodnota celkového parciálního tlaku  $\text{CO}_2$  a  $\text{H}_2\text{O}$  v atmosféře je na základě manuálu volena  $p$  rovno 0,22. Korekční faktor sálání  $\gamma_r$  je stanoven z grafu závislého na střední teplotě spalin a žebra.



Obr. 16 Graf – korekční faktor sálání [18]

$$\gamma_r = 2,68 \frac{Btu}{hr \cdot ft^2 \cdot F} \quad (142)$$

Poslední hodnotou pro celkový výpočet součinitele přestupu tepla radiací je holá plocha trubky bez žebor  $A_b$ .

$$A_b = \frac{\pi \cdot d_o \cdot (1 - t_f \cdot n_f)}{12} = \frac{\pi \cdot 1,26 \cdot (1 - 0,039 \cdot 5,842)}{12} = 0,254 \frac{ft^2}{ft} \quad (143)$$

Vnější součinitel přestupu tepla radiací:

$$h_r = 2,2 \cdot \gamma_r \cdot (p \cdot L)^{0,5} \cdot \left(\frac{A_b}{A_o}\right)^{0,75} = 2,2 \cdot 2,68 \cdot (0,22 \cdot 0,718)^{0,5} \cdot \left(\frac{0,254}{2,369}\right)^{0,75} \quad (144)$$

$$h_r = 0,168 \frac{Btu}{hr \cdot ft^2 \cdot F}$$

Vnější součinitel přestupu tepla:

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{h_c + h_r} + R_{fo}} = \frac{1}{\frac{1}{15,059 + 0,168} + 0,001022} = 14,993 \frac{Btu}{hr \cdot ft^2 \cdot F} \quad (145)$$

Součinitel efektivnosti žebor  $E$  je možné stanovit pomocí grafů, nebo lze použít následující rovnice:

$$\begin{aligned}
 b &= l_f + \frac{t_f}{2} = 0,394 + \frac{0,039}{2} = \mathbf{0,4134} \\
 m &= \left[ \frac{h_o}{6 \cdot k_f \cdot t_f} \right]^{0,5} = \left[ \frac{14,993}{6 \cdot 23,683 \cdot 0,039} \right]^{0,5} = \mathbf{1,637} \\
 X &= \frac{\tanh(m \cdot b)}{m \cdot b} = \frac{\tanh(1,637 \cdot 0,4134)}{1,637 \cdot 0,4134} = \mathbf{0,871}
 \end{aligned} \tag{146}$$

$$Y = X \cdot (0,7 + 0,3 \cdot X) = 0,871 \cdot (0,7 + 0,3 \cdot 0,871) = \mathbf{0,837}$$

$$\begin{aligned}
 E &= Y \cdot \left[ 0,45 \cdot \ln \frac{d_f}{d_o} \cdot (Y - 1) + 1 \right] = \\
 &= 0,837 \cdot \left[ 0,45 \cdot \ln \frac{2,047}{1,26} \cdot (0,837 - 1) + 1 \right] = \mathbf{0,807}
 \end{aligned}$$

Vnější součinitel přestupu tepla zahrnující účinnost žeber:

$$\begin{aligned}
 h_e &= \frac{h_o \cdot (E \cdot A_{fo} + A_{po})}{A_o} = \frac{14,993 \cdot (0,807 \cdot 2,115 + 0,254)}{2,369} = \\
 &= \mathbf{12,416} \frac{\mathbf{Btu}}{\mathbf{hr \cdot ft^2 \cdot F}}
 \end{aligned} \tag{147}$$

Vnější tepelný odpor zahrnující i účinnost žeber:

$$R_o = \frac{1}{h_e} = \frac{1}{12,416} = \mathbf{0,0805} \frac{\mathbf{hr \cdot ft^2 \cdot F}}{\mathbf{Btu}} \tag{148}$$

Tepelný odpor stěny trubky vztažený na celkovou vnější plochu:

$$R_{wo} = \frac{t_w}{12 \cdot k_w} \cdot \frac{A_o}{A_w} = \frac{0,126}{12 \cdot 24,477} \cdot \frac{2,369}{0,3} = \mathbf{0,0034} \frac{\mathbf{hr \cdot ft^2 \cdot F}}{\mathbf{Btu}} \tag{149}$$

Součinitel vnitřního přestupu tepla konvekcí se stanoví dle následujících rovnic [21], kde dané vlastnosti jsou stanoveny pro střední teplotu a tlak páry uvnitř trubek pomocí parních tabulek [14]:

$$Nu = \frac{\alpha_K \cdot d_i}{\lambda} \rightarrow \alpha_K = h_i = \frac{\lambda \cdot Nu}{d_i} \left[ \frac{\mathbf{W}}{\mathbf{m^2 \cdot K}} \right]$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad [-]$$

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu} \quad [-]$$

$$Pr = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{\lambda} \quad [-]$$

kde:	$\alpha_K, h_i$	$[\mathbf{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}]$	vnitřní součinitel přestupu tepla konvekcí,
	Nu	[-]	Nusseltovo číslo,
	Pr	[-]	Prandtlovo číslo,
	Re	[-]	Reynoldsovo číslo,
	$c_p$	$[\mathbf{J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}}]$	měrná tepelná kapacita,
	w	$[\mathbf{m \cdot s^{-1}}]$	rychlost páry,

$d_i$	[m]	vnitřní průměr trubky,
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	měrná hmotnost,
$\nu$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita,
$\lambda$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná vodivost.

Tab. 35 Vlastnosti páry při  $T_i$  rovno 354,5 °C

<b>Měrná hmotnost</b>	$\rho$	kg·m <sup>-3</sup>	9,03
<b>Měrná tepelná kapacita</b>	$c_p$	J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	2282,71
<b>Kinematický viskozita</b>	$\nu$	m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	2,48·10 <sup>-6</sup>
<b>Tepelná vodivost</b>	$\lambda$	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	0,0519
<b>Střední rychlost proudu</b>	$w_{p,př2}$	m·s <sup>-1</sup>	29,283
<b>Vnitřní průměr trubky</b>	$d_i$	m	0,0256

Reynoldsovo číslo pro páru:

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu} = \frac{29,283 \cdot 0,0256}{2,48 \cdot 10^{-6}} = \mathbf{301\ 921,1} \quad (150)$$

Prandtlovo číslo pro páru:

$$Pr = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{\lambda} = \frac{9,03 \cdot 2\ 282,71 \cdot 2,48 \cdot 10^{-6}}{0,0519} = \mathbf{0,9858} \quad (151)$$

Nusseltovo číslo pro páru:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 301\ 921,1^{0,8} \cdot 0,9858^{0,4} = \mathbf{553,5531} \quad (152)$$

Vnitřní součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$h_i = \alpha_K = \frac{\lambda \cdot Nu}{d_i} = \frac{0,0519 \cdot 553,5531}{0,0256} = \mathbf{1\ 122,737} \frac{\mathbf{W}}{\mathbf{m^2 \cdot K}} \quad (153)$$

$$h_i = \mathbf{197,725} \frac{\mathbf{Btu}}{\mathbf{hr \cdot ft^2 \cdot F}}$$

Vnitřní tepelný odpor vztažen na celkovou vnitřní plochu:

$$R_{io} = \left( \frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \cdot \frac{A_o}{A_i} = \left( \frac{1}{197,725} + 1,02 \cdot 10^{-4} \right) \cdot \frac{2,369}{0,26} = \quad (154)$$

$$= \mathbf{0,046} \frac{\mathbf{hr \cdot ft^2 \cdot F}}{\mathbf{Btu}}$$

Celkový tepelný odpor trubky:

$$R_{to} = R_o + R_{ow} + R_{io} = 0,0805 + 0,0034 + 0,046 = \mathbf{0,13} \frac{\mathbf{hr \cdot ft^2 \cdot F}}{\mathbf{Btu}} \quad (155)$$

Celkový součinitel prostupu tepla:

$$U_o = \frac{1}{R_{to}} = \frac{1}{0,13} = \mathbf{7,67} \frac{\mathbf{Btu}}{\mathbf{hr \cdot ft^2 \cdot F}} \quad (156)$$

Tepelný výkon v přehříváku 2 určený v kapitole 3.2.1 :

$$Q = Q_{p,PR2} = 1\,159\,601,5 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} \quad (157)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta T = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{(1\,184 - 716) - (1\,148 - 624)}{\ln \frac{(1\,184 - 716)}{(1\,148 - 624)}} \quad (158)$$

$$\Delta T = 495,4 \text{ F}$$

Celková vnější plocha svazku:

$$A_t = \frac{Q}{\Delta T \cdot U_o} = \frac{1\,159\,601,5}{495,4 \cdot 7,67} = 305 \text{ ft}^2 \quad (159)$$

Počet řad trubek ve směru proudu spalín:

$$N_r = \frac{A_t}{A_o \cdot L_f \cdot N_f} = \frac{305}{2,369 \cdot 6,89 \cdot 20} = 0,9346 \text{ řad} \quad (160)$$

Tab. 36 Výsledné hodnoty z výpočtu přehříváku 2

			Zemní plyn		Motorová nafta	
Uspořádání trubek			Vystřídané	Za sebou	Vystřídané	Za sebou
Součinitel prostupu tepla	$U_o$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	43,57	39,31	44,5	40,67
Střední logaritmický spád	$\Delta T$	$^{\circ}\text{C}$	257,43		247,42	
Celková vnější plocha svazku	$A_t$	$\text{m}^2$	28,3	31,4	27,6	30,2
Počet řad trubek - výsledek	$N_r$	-	0,9346	1,0359	0,9116	0,9976
Počet řad trubek - volená hodnota	$N_r$	-	1		1	

Vstupní parametry z pilového diagramu při spalování motorové nafty a jim odpovídající vlastnosti pro dané složení spalín téměř odpovídá hodnotám zemního plynu. Rozdíl je u většiny vlastností po přepočtu na angloamerické jednotky až na třetím či čtvrtém desetinném místě, což je možné považovat za zanedbatelný rozdíl. Proto i celý výpočet má velice podobný výsledek počtu trubek, který v obou případech je zaokrouhlen na jednu řadu trubek. Při tomto zaokrouhlení nahoru je uvažován vliv zanášení trubek nečistotami ve spalínách, na které je nejvíce náchylná právě první řada trubek. Případně může docházet i k nerovnoměrnému proudu vstupujícího do spalínového kanálu z přírodního difuzoru, kde spaliny neobtékají po celé navržené délce trubky, ale například obtékají pouze 95 % její délky.

## 4.5 Výhřevná plocha přehříváku 1



### 4.5.1 Vstupní hodnoty pro přehřívák 1

Tab. 37 Vstupní parametry pro přehřívák 1

Volené rozměry trubek pro přehřívák 1					
Vnější průměr trubky	$d_o$	mm	32	in	1,26
Tloušťka stěny trubky	$t_w$	mm	3,2	in	0,126
Příčná rozteč trubek	$P_T$	mm	88	in	3,465
Podélná rozteč trubek	$P_L$	mm	92	in	3,622
Výška žebra	$l_f$	mm	10	in	0,394
Tloušťka žebra	$t_f$	mm	1	in	0,039
Počet žebor na jednotku délky	$n_f$	1/m	230	1/in	5,842
Délka žebrované trubky	$L_f$	m	2,1	ft	6,89
Počet trubek v 1 řadě	$N_f$	-	20	1	20
Plocha spalínového kanálu	$A_d$	$m^2$	3,78	$ft^2$	40,69
Vstupní parametry pro zemní plyn					
Vstupní teplota spalin	$t_{2sp}$	$^{\circ}C$	620	F	1 148
Výstupní teplota spalin	$t_{3sp}$	$^{\circ}C$	570	F	1 058
Vstupní teplota vody (páry)	$t_2$	$^{\circ}C$	230	F	446
Výstupní teplota vody (páry)	$t_3$	$^{\circ}C$	339	F	642,2
Hmotnostní průtok spalin	$M_{sp}$	$kg \cdot h^{-1}$	49 971,6	$lb \cdot h^{-1}$	110 168,5

Tab. 38 Vlastnosti spalin a materiálu trubek v přehříváku 1

Střední teplota spalin	$T_b$	$^{\circ}C$	595	F	1 103
Střední teplota páry	$T_i$	$^{\circ}C$	284,5	F	544,1
Střední teplota žebra	$T_s$	$^{\circ}C$	377,65	F	711,8
Střední teplota stěny trubky	$T_w$	$^{\circ}C$	315,55	F	600
Vlastnosti spalin zemního plynu					
Měrná tepelná kapacita při $T_b$	$c_p$	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	1 214,63	$Btu \cdot lb^{-1} \cdot F^{-1}$	0,29
Dynamická viskozita při $T_b$	$\mu_b$	Pa·s	$3,459 \cdot 10^{-5}$	$lb \cdot hr^{-1} \cdot ft^{-1}$	0,084
Měrná hmotnost spalin při $T_b$	$\rho_b$	$kg \cdot m^{-3}$	0,394	$lb \cdot ft^{-3}$	0,024
Měrná hmotnost vstupních spalin při $T_1$	$\rho_1$	$kg \cdot m^{-3}$	0,383	$lb \cdot ft^{-3}$	0,024
Měrná hmotnost výstupních spalin při $T_2$	$\rho_2$	$kg \cdot m^{-3}$	0,406	$lb \cdot ft^{-3}$	0,025
Tepelná vodivost spalin při $T_b$	$k_b$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,049	$Btu \cdot hr^{-1} \cdot ft^{-1} \cdot F^{-1}$	0,028
Vlastnosti trubek pro materiál 16Mo3					
Tepelná vodivost žebra při $T_s$	$k_f$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	42,4	$Btu \cdot hr^{-1} \cdot ft^{-1} \cdot F^{-1}$	24,525
Tepelná vodivost stěny trubky při $T_w$	$k_w$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	43,6	$Btu \cdot hr^{-1} \cdot ft^{-1} \cdot F^{-1}$	25,21
Vnitřní odpor povrchu trubky vlivem zanášení	$R_{fi}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$	$hr \cdot ft^2 \cdot F \cdot Btu^{-1}$	$1,02 \cdot 10^{-4}$
Vnější odpor povrchu trubky vlivem zanášení	$R_{fo}$	$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$	$1,8 \cdot 10^{-4}$	$hr \cdot ft^2 \cdot F \cdot Btu^{-1}$	$1,022 \cdot 10^{-3}$

## 4.5.2 Výstupní hodnoty pro přehřívák 1

Tab. 39 Výsledné hodnoty z výpočtů přehříváku 1

			Zemní plyn		Motorová nafta	
Uspořádání trubek			Vystřídané	Za sebou	Vystřídané	Za sebou
Součinitel prostupu tepla	$U_o$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	43,97	39,57	45,48	41,56
Střední logaritmický spád	$\Delta T$	$^{\circ}C$	291,79		285,77	
Celková vnější plocha svazku	$A_t$	$m^2$	61,9	68,8	57,9	63,6
Počet řad trubek - výsledek	$N_r$	-	2,042	2,269	1,91	2,099
Počet řad trubek - volená hodnota	$N_r$	-	2	-	2	-

## 4.6 Výchřevná plocha výparníku

Pro výparník a ekonomizér jsou voleny trubky se sekanými žebry. V manuálu ESCOA je tento druh žebíř označen jako TURB-X HF. V této oblasti nejsou již trubky vystaveny tak vysokým teplotám jako přehříváky a je proto dostačující materiál s označením P265GH. Jedná se o uhlíkovou ocel třídy 12 (12 022.1), ekvivalent podle ČSN používanou do maximální teploty stěny 450 °C.

Postup výpočtu pro sekaná žebra je totožný s výpočtem plných žebíř, pouze se zde vyskytuje hodnota  $w_s$ , která označuje šířku části sekaného žebra. Ta je dána výrobcem trubek a pro výpočty výparníku a ekonomizéru je rovna 4,4 mm. Model trubky se sekanými žebry je znázorněn na následujícím obrázku.

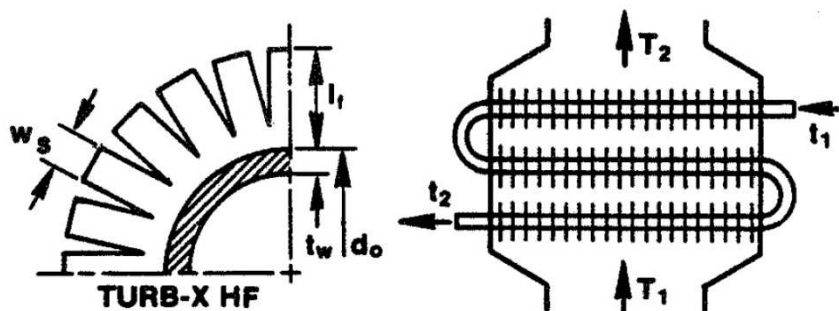


Obr. 17 Model trubky výparníku a ekonomizéru se sekanými žebry

### 4.6.1 Vstupní hodnoty pro výparník

Tab. 40 Vstupní parametry pro výparník

Volené rozměry trubek pro výparník					
Vnější průměr trubky	$d_o$	mm	32	in	1,26
Tloušťka stěny trubky	$t_w$	mm	3,2	in	0,126
Příčná rozteč trubek	$P_T$	mm	88	in	3,465
Podélná rozteč trubek	$P_L$	mm	86	in	3,386
Výška žebra	$l_f$	mm	16	in	0,63
Tloušťka žebra	$t_f$	mm	1	in	0,039
Počet žeber na jednotku délky	$n_f$	1/m	270	1/in	6,86
Šířka žebrovaného elementu	$w_s$	mm	4,4	in	0,173
Délka žebrované trubky	$L_f$	m	2,1	ft	6,89
Počet trubek v 1 řadě	$N_f$	-	20	1	20
Plocha spalinového kanálu	$A_d$	$m^2$	3,78	$ft^2$	40,69
Vstupní parametry pro zemní plyn					
Vstupní teplota spalin	$t_{3sp}$	$^{\circ}C$	570	F	1 058
Výstupní teplota spalin	$t_{4sp}$	$^{\circ}C$	238	F	460
Vstupní teplota vody (páry)	$t_5$	$^{\circ}C$	208	F	406
Výstupní teplota vody (páry)	$t_3$	$^{\circ}C$	230	F	446
Hmotnostní průtok spalin	$M_{sp}$	$kg \cdot h^{-1}$	49 971,6	$lb \cdot h^{-1}$	110 168,5



Obr. 18 Označení základních parametrů trubek TURB-X HF [18]

Střední teplota spalin:

$$T_b = \frac{t_{3sp} + t_{4sp}}{2} = \frac{570 + 238}{2} = 404 \text{ } ^{\circ}C = 759,2 \text{ } F \quad (161)$$

Střední teplota páry:

$$T_i = \frac{t_5 + t_3}{2} = \frac{208 + 230}{2} = 219 \text{ } ^{\circ}C = 426,2 \text{ } F \quad (162)$$

Střední teplota žebra:

$$\begin{aligned} T_s &= T_i + 0,3 \cdot (T_b - T_i) = 219 + 0,3 \cdot (404 - 219) = \\ &= 274,5 \text{ } ^\circ\text{C} = 526,1 \text{ } F \end{aligned} \quad (163)$$

Střední teplota stěny trubky:

$$\begin{aligned} T_w &= T_i + 0,1 \cdot (T_b - T_i) = 219 + 0,1 \cdot (404 - 219) = \\ &= 237,5 \text{ } ^\circ\text{C} = 459,5 \text{ } F \end{aligned} \quad (164)$$

Tab. 41 Vlastnosti spalin a materiálu trubek ve výparníku

Střední teplota spalin	$T_b$	$^\circ\text{C}$	404	F	759,2
Střední teplota páry	$T_i$	$^\circ\text{C}$	219	F	426,2
Střední teplota žebra	$T_s$	$^\circ\text{C}$	274,5	F	526,1
Střední teplota stěny trubky	$T_w$	$^\circ\text{C}$	237,5	F	459,5
<b>Vlastnosti spalin zemního plynu</b>					
Měrná tepelná kapacita při $T_b$	$c_p$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	1 159,4	$\text{Btu} \cdot \text{lb}^{-1} \cdot \text{F}^{-1}$	0,277
Dynamická viskozita při $T_b$	$\mu_b$	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	$2,958 \cdot 10^{-5}$	$\text{lb} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-1}$	0,072
Měrná hmotnost spalin při $T_b$	$\rho_b$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0,505	$\text{lb} \cdot \text{ft}^{-3}$	0,032
Měrná hmotnost vstupních spalin při $T_1$	$\rho_1$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0,406	$\text{lb} \cdot \text{ft}^{-3}$	0,025
Měrná hmotnost výstupních spalin při $T_2$	$\rho_2$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	0,669	$\text{lb} \cdot \text{ft}^{-3}$	0,042
Tepelná vodivost spalin při $T_b$	$k_b$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	0,0445	$\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-1} \cdot \text{F}^{-1}$	0,026
<b>Vlastnosti trubek pro materiál P265GH</b>					
Tepelné vodivost žebra při $T_s$	$k_f$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	41,1	$\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-1} \cdot \text{F}^{-1}$	23,762
Tepelná vodivost stěny trubky při $T_w$	$k_w$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	42	$\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-1} \cdot \text{F}^{-1}$	24,295
Vnitřní odpor povrchu trubky vlivem zanášení	$R_{fi}$	$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$	$\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F} \cdot \text{Btu}^{-1}$	$1,02 \cdot 10^{-4}$
Vnější odpor povrchu trubky vlivem zanášení	$R_{fo}$	$\text{m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$	$1,8 \cdot 10^{-4}$	$\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F} \cdot \text{Btu}^{-1}$	$1,022 \cdot 10^{-3}$

Všechny vlastnosti spalin jsou určeny podle stejného postupu a stejných vztahů jako při výpočtu přehříváku 2. Podklady pro výpočet tepelné vodivosti trubek pro materiál P265GH jsou uvedeny v příloze 6.

#### 4.6.2 Výpočet parametrů geometrie

Následné výpočty jsou přesně vypracovány podle postupu v manuálu ESCOA pro trubky TURB-X HF a výpočtem doplňkových geometrických parametrů se stanoví potřebné hodnoty pro tepelné výpočty.

Celková vnitřní plocha trubky vztažena na jednotku délky:

$$A_i = \pi \cdot \frac{d_i}{12} = \pi \cdot \frac{1,008}{12} = 0,26 \frac{\text{ft}^2}{\text{ft}} \quad (165)$$

Průměrná vnitřní plocha trubky vztažena na jednotku délky:

$$A_w = \pi \cdot \frac{(d_o - t_w)}{12} = \pi \cdot \frac{(1,26 - 0,126)}{12} = 0,3 \frac{ft^2}{ft} \quad (166)$$

Celkový průměr trubky s žebrem:

$$d_f = d_o + 2 \cdot l_f = 1,26 + 2 \cdot 0,63 = 2,52 \text{ in} \quad (167)$$

Rozteč žeber:

$$s_f = \frac{1}{n_f} - t_f = \frac{1}{6,86} - 0,039 = 0,106 \text{ in} \quad (168)$$

Poměrný vnější povrch trubky vztažen na jednotku délky:

$$A_{po} = \pi \cdot d_o \cdot \frac{(1 - n_f \cdot t_f)}{12} = \pi \cdot 1,26 \cdot \frac{(1 - 6,86 \cdot 0,039)}{12} = 0,241 \frac{ft^2}{ft} \quad (169)$$

Celkový vnější povrch trubky vztažen na jednotku délky:

$$\begin{aligned} A_o &= \pi \cdot d_o \cdot \frac{(1 - n_f \cdot t_f)}{12} + 0,4 \cdot \pi \cdot n_f \cdot \frac{(d_o + 0,2)}{12} + \\ &+ \pi \cdot n_f \cdot (d_o + 0,2) \cdot \frac{[(2 \cdot l_f - 0,4) \cdot (w_s + t_f) + w_s \cdot t_f]}{12 \cdot w_s} = \\ &= \pi \cdot 1,26 \cdot \frac{(1 - 6,86 \cdot 0,039)}{12} + 0,4 \cdot \pi \cdot 6,86 \cdot \frac{(1,26 + 0,2)}{12} + \\ &+ \pi \cdot 6,86 \cdot (1,26 + 0,2) \cdot \frac{[(2 \cdot 0,63 - 0,4) \cdot (0,173 + 0,039) + 0,173 \cdot 0,039]}{12 \cdot 0,173} \\ A_o &= 4,16 \frac{ft^2}{ft} \end{aligned} \quad (170)$$

Vnější žebrovaná plocha trubky na jednotku délky:

$$A_{fo} = A_o - A_{po} = 4,16 - 0,241 = 3,92 \frac{ft^2}{ft} \quad (171)$$

Průřez plochy žeber na jednotku délky trubky:

$$A_c = \frac{d_o + 2 \cdot l_f \cdot t_f \cdot n_f}{12} = \frac{1,26 + 2 \cdot 0,63 \cdot 0,039 \cdot 6,86}{12} = 0,13 \frac{ft^2}{ft} \quad (172)$$

Volná plocha mezi trubkami v jedné řadě:

$$A_n = A_d - A_c \cdot L_f \cdot N_t = 40,69 - 0,13 \cdot 6,89 \cdot 20 = 22,315 \text{ ft}^2 \quad (173)$$

Hmotnostní průtok volnou plochou v řadě trubek:

$$G_n = \frac{M_{sp}}{A_n} = \frac{110\,168,5}{22,315} = 4\,937 \frac{lb}{hr \cdot ft^2} \quad (174)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = G_n \cdot \frac{d_o}{12 \cdot \mu_b} = 4\,937 \cdot \frac{1,26}{12 \cdot 0,072} = 7\,243 \quad (175)$$

### 4.6.3 Výpočet prostupu tepla

Při výpočtu součinitele prostupu tepla bude uvažováno několik následujících korekčních součinitelů, které je možné dle manuálu určit z grafu, nebo pomocí rovnic.

Korekční faktor pro Re kritérium:

$$C_1 = 0,25 \cdot Re^{-0,35} = 0,25 \cdot 7\,243^{-0,35} = \mathbf{0,0111} \quad (176)$$

Korekční faktor pro geometrii žebek pro vystřídání uspořádání trubek:

$$\frac{l_f}{s_f} = \frac{0,63}{0,106} = \mathbf{5,918} \quad (177)$$

$$C_3^S = 0,55 + 0,45 \cdot e^{(-0,35 \cdot l_f/s_f)} = 0,55 + 0,45 \cdot e^{(-0,35 \cdot 5,918)} = \mathbf{0,607}$$

Korekční faktor pro vystřídání uspořádání trubek:

$$\frac{P_L}{P_T} = \frac{3,386}{3,465} = \mathbf{0,9773} \quad (178)$$

$$C_5^S = 0,7 + \left[ 0,7 - 0,8 \cdot e^{-0,15 \cdot N_f^2} \right] \cdot e^{(-1 \cdot P_L/P_T)} =$$

$$= 0,7 + \left[ 0,7 - 0,8 \cdot e^{-0,15 \cdot 20^2} \right] \cdot e^{(-0,9773)} = \mathbf{0,963}$$

Colburnův korekční faktor pro přestup tepla:

$$j = C_1 \cdot C_3^S \cdot C_5^S \cdot \left( \frac{d_f}{d_0} \right)^{0,5} \cdot \left[ \frac{T_b + 460}{T_s + 460} \right]^{0,25} = \quad (179)$$

$$= 0,0111 \cdot 0,607 \cdot 0,963 \cdot \left( \frac{2,52}{1,26} \right)^{0,5} \cdot \left[ \frac{759,2 + 460}{526,1 + 460} \right]^{0,25} = \mathbf{0,0097}$$

Vnější součinitel přestupu tepla konvekcí:

$$h_c = j \cdot G_n \cdot c_p \cdot \left( \frac{k_b}{c_p \cdot \mu_b} \right)^{0,67} = 0,0097 \cdot 4\,937 \cdot 0,277 \cdot \left( \frac{0,026}{0,277 \cdot 0,072} \right)^{0,67} \quad (180)$$

$$h_c = \mathbf{15,803} \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}}$$

Průměrný vnější součinitel přestupu tepla radiací v místě výparníku je velice malé číslo, které je oproti ostatním součinitelům přestupů tepla zanedbatelný, proto je volen roven nule.

$$h_r = \mathbf{0} \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \quad (181)$$

Vnější součinitel přestupu tepla:

$$h_o = \frac{1}{\frac{1}{h_c + h_r} + R_{fo}} = \frac{1}{\frac{1}{15,803 + 0} + 0,001\,022} = \mathbf{15,551} \frac{\text{Btu}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F}} \quad (182)$$

Součinitel efektivnosti žebber E je možné stanovit pomocí grafů, nebo lze použít následující rovnice:

$$b = l_f + \frac{t_f}{2} = 0,63 + \frac{0,039}{2} = \mathbf{0,649}$$

$$m = \left[ \frac{h_o \cdot (t_f + w_s)}{6 \cdot k_f \cdot t_f \cdot w_s} \right]^{0,5} = \left[ \frac{15,551 \cdot (0,039 + 0,173)}{6 \cdot 23,762 \cdot 0,039 \cdot 0,173} \right]^{0,5} = \mathbf{1,861} \quad (183)$$

$$X = \frac{\tanh(m \cdot b)}{m \cdot b} = \frac{\tanh(1,861 \cdot 0,649)}{1,861 \cdot 0,649} = \mathbf{0,692}$$

$$E = X \cdot (0,9 + 0,1 \cdot X) = 0,692 \cdot (0,9 + 0,1 \cdot 0,692) = \mathbf{0,671}$$

Vnější součinitel přestupu tepla zahrnující účinnost žebber:

$$h_e = \frac{h_o \cdot (E \cdot A_{fo} + A_{po})}{A_o} = \frac{15,551 \cdot (0,671 \cdot 3,92 + 0,241)}{4,16} =$$

$$= \mathbf{10,724} \frac{\mathbf{Btu}}{\mathbf{hr} \cdot \mathbf{ft}^2 \cdot \mathbf{F}} \quad (184)$$

Vnější tepelný odpor zahrnující i účinnost žebber:

$$R_o = \frac{1}{h_e} = \frac{1}{10,724} = \mathbf{0,0932} \frac{\mathbf{hr} \cdot \mathbf{ft}^2 \cdot \mathbf{F}}{\mathbf{Btu}} \quad (185)$$

Tepelný odpor stěny trubky vztažený na celkovou vnější plochu:

$$R_{wo} = \frac{t_w}{12 \cdot k_w} \cdot \frac{A_o}{A_w} = \frac{0,126}{12 \cdot 24,295} \cdot \frac{4,16}{0,3} = \mathbf{0,0061} \frac{\mathbf{hr} \cdot \mathbf{ft}^2 \cdot \mathbf{F}}{\mathbf{Btu}} \quad (186)$$

Vnitřní součinitel přestupu tepla konvekcí ve výparníku není možné stanovit dle stejného postupu jako v ostatních výhřevných plochách, protože zde nelze vyčíslit rychlost páry uvnitř trubek. U výparníku je předpokládáno, že veškeré teplo bude předáno. Proto součinitel přestupu tepla ve výparníku je pevně volen na základě konzultací.

$$h_i = \mathbf{275} \frac{\mathbf{Btu}}{\mathbf{hr} \cdot \mathbf{ft}^2 \cdot \mathbf{F}} \quad (187)$$

Vnitřní tepelný odpor vztažený na celkovou vnitřní plochu:

$$R_{io} = \left( \frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \cdot \frac{A_o}{A_i} = \left( \frac{1}{275} + 1,02 \cdot 10^{-4} \right) \cdot \frac{4,16}{0,26} =$$

$$= \mathbf{0,0589} \frac{\mathbf{hr} \cdot \mathbf{ft}^2 \cdot \mathbf{F}}{\mathbf{Btu}} \quad (188)$$

Celkový tepelný odpor trubky:

$$R_{to} = R_o + R_{ow} + R_{io} = 0,0932 + 0,0061 + 0,0589 = \mathbf{0,158} \frac{\mathbf{hr} \cdot \mathbf{ft}^2 \cdot \mathbf{F}}{\mathbf{Btu}} \quad (189)$$

Celkový součinitel prostupu tepla:

$$U_o = \frac{1}{R_{to}} = \frac{1}{0,158} = \mathbf{5,38} \frac{\mathbf{Btu}}{\mathbf{hr} \cdot \mathbf{ft}^2 \cdot \mathbf{F}} \quad (190)$$

Tepelný výkon výparníku určený v kapitole 3.2.1 :

$$Q = Q_{p,VYP} = 18\,231\,320,26 \frac{Btu}{hr} \quad (191)$$

Střední logaritmický spád:

$$\Delta T = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} = \frac{(1\,058 - 446) - (460 - 406)}{\ln \frac{(1\,058 - 446)}{(460 - 406)}} \quad (192)$$

$$\Delta T = 229,8 \text{ F}$$

Celková vnější plocha svazku:

$$A_t = \frac{Q}{\Delta T \cdot U_o} = \frac{18\,231\,320,26}{229,8 \cdot 5,38} = 14\,753,4 \text{ ft}^2 \quad (193)$$

Počet řad trubek ve směru proudu spalin:

$$N_r = \frac{A_t}{A_o \cdot L_f \cdot N_f} = \frac{14\,753,4}{4,16 \cdot 6,89 \cdot 20} = 21,903 \text{ řad} \quad (194)$$

Tab. 42 Výsledné hodnoty z výpočtu výparníku

			Zemní plyn		Motorová nafta	
Uspořádání trubek			Vystřídané	Za sebou	Vystřídané	Za sebou
Součinitel prostupu tepla	$U_o$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	35,89	30,53	37,41	32,08
Střední logaritmický spád	$\Delta T$	$^{\circ}C$	109,91		107,03	
Celková vnější plocha svazku	$A_t$	$m^2$	1 165,9	1 370,6	1 137,1	1 326,3
Počet řad trubek - výsledek	$N_r$	-	21,9	25,7	21,4	24,9
Počet řad trubek - volená hodnota	$N_r$	-	22	-	22	-

## 4.7 Výchřevná plocha ekonomizéru

### 4.7.1 Vstupní hodnoty pro ekonomizér

Tab. 43 Vstupní parametry pro ekonomizér

Volené rozměry trubek pro ekonomizér					
Vnější průměr trubky	$d_o$	mm	32	in	1,26
Tloušťka stěny trubky	$t_w$	mm	3,2	in	0,126
Příčná rozteč trubek	$P_T$	mm	88	in	3,465
Podélná rozteč trubek	$P_L$	mm	92	in	3,622
Výška žebra	$l_f$	mm	16	in	0,63
Tloušťka žebra	$t_f$	mm	1	in	0,039
Počet žebra na jednotku délky	$n_f$	1/m	270	1/in	6,86
Šířka žebrovaného elementu	$w_s$	mm	4,4	in	0,173



<b>Délka žebrované trubky</b>	$L_f$	m	2,1	ft	6,89
<b>Počet trubek v 1 řadě</b>	$N_f$	-	20	1	20
<b>Plocha spalínového kanálu</b>	$A_d$	m <sup>2</sup>	3,78	ft <sup>2</sup>	40,69
<b>Vstupní parametry pro zemní plyn</b>					
<b>Vstupní teplota spalin</b>	$t_{4sp}$	°C	238	F	460
<b>Výstupní teplota spalin</b>	$t_{5sp}$	°C	156	F	313
<b>Vstupní teplota vody (páry)</b>	$t_6$	°C	105	F	221
<b>Výstupní teplota vody (páry)</b>	$t_5$	°C	208	F	406,4
<b>Hmotnostní průtok spalin</b>	$M_{sp}$	kg·h <sup>-1</sup>	49 971,6	lb·h <sup>-1</sup>	110 168,5

Tab. 44 Vlastnosti spalin a materiálu trubek v ekonomizéru

<b>Střední teplota spalin</b>	$T_b$	°C	197	F	386,6
<b>Střední teplota páry</b>	$T_i$	°C	156,5	F	313,7
<b>Střední teplota žebra</b>	$T_s$	°C	168,65	F	335,6
<b>Střední teplota stěny trubky</b>	$T_w$	°C	160,55	F	321
<b>Vlastnosti spalin zemního plynu</b>					
<b>Měrná tepelná kapacita při <math>T_b</math></b>	$c_p$	J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	1 102,08	Btu·lb <sup>-1</sup> ·F <sup>-1</sup>	0,26
<b>Dynamická viskozita při <math>T_b</math></b>	$\mu_b$	Pa·s	$2,323 \cdot 10^{-5}$	lb·hr <sup>-1</sup> ·ft <sup>-1</sup>	0,056
<b>Měrná hmotnost spalin při <math>T_b</math></b>	$\rho_b$	kg·m <sup>-3</sup>	0,728	lb·ft <sup>-3</sup>	0,045
<b>Měrná hmotnost vstupních spalin při <math>T_1</math></b>	$\rho_1$	kg·m <sup>-3</sup>	0,669	lb·ft <sup>-3</sup>	0,042
<b>Měrná hmotnost výstupních spalin při <math>T_2</math></b>	$\rho_2$	kg·m <sup>-3</sup>	0,798	lb·ft <sup>-3</sup>	0,049
<b>Tepelná vodivost spalin při <math>T_b</math></b>	$k_b$	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	0,039	Btu·hr <sup>-1</sup> ·ft <sup>-1</sup> ·F <sup>-1</sup>	0,023
<b>Vlastnosti trubek pro materiál P265GH</b>					
<b>Tepelná vodivost žebra při <math>T_s</math></b>	$k_f$	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	43,8	Btu·hr <sup>-1</sup> ·ft <sup>-1</sup> ·F <sup>-1</sup>	25,31
<b>Tepelná vodivost stěny trubky při <math>T_w</math></b>	$k_w$	W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>	44	Btu·hr <sup>-1</sup> ·ft <sup>-1</sup> ·F <sup>-1</sup>	25,43
<b>Vnitřní odpor povrchu trubky vlivem zanášení</b>	$R_{fi}$	m <sup>2</sup> ·K·W <sup>-1</sup>	$1,8 \cdot 10^{-5}$	hr·ft <sup>2</sup> ·F·Btu <sup>-1</sup>	$1,02 \cdot 10^{-4}$
<b>Vnější odpor povrchu trubky vlivem zanášení</b>	$R_{fo}$	m <sup>2</sup> ·K·W <sup>-1</sup>	$1,8 \cdot 10^{-4}$	hr·ft <sup>2</sup> ·F·Btu <sup>-1</sup>	$1,022 \cdot 10^{-3}$

#### 4.7.2 Výstupní hodnoty pro ekonomizér

Při určování součinitele vnitřního přestupu tepla  $h_i$ , byla vypočtena rychlost vody v ekonomizéru  $0,28 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Tato hodnota je ovšem mimo doporučené meze rychlosti pro proudění vody v ekonomizéru, která je dle literatury v rozmezí  $0,4$  až  $1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . [7]

Z tohoto důvodu, je provedena konstrukční úprava a trubky ekonomizéru jsou zapojeny tak, že v každé řadě proudí voda deseti trubkami nahoru, deseti trubkami dolů a poté je převedena do další řady ekonomizéru. Pouze poslední řadou je voda vedena všemi trubkami vzhůru a odchází do bubnu. Vzhledem k použití přepážky a zmenšení průtočného průřezu na polovinu, je výsledná rychlost v ekonomizéru rovna  $0,56 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ . Tato hodnota již vyhovuje doporučeným mezím.

Tab. 45 Výsledné hodnoty z výpočtu ekonomizéru

			Zemní plyn		Motorová nafta	
Uspořádání trubek			Vystřídané	Za sebou	Vystřídané	Za sebou
Součinitel prostupu tepla	$U_o$	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	46,89	38,42	46,28	37,86
Střední logaritmický spád	$\Delta T$	$^{\circ}C$	21,798		22,02	
Celková vnější plocha svazku	$A_t$	$m^2$	676	825	672,2	821,6
Počet řad trubek - výsledek	$N_r$	-	12,22	15,02	12,16	14,96
Počet řad trubek - volená hodnota	$N_r$	-	12	-	12	-

#### 4.8 Pevnostní kontrola trubek

Po návrhu kotle je třeba zkontrolovat, zda zvolené trubky splňují pevnostní požadavky. Z následujícího výpočtu se stanoví minimální tloušťka stěny přímé trubky, při kterém vydrží namáhání v dané teplotě.

$$s_o = \frac{p_{s,i} \cdot d_o}{2 \cdot \sigma_D + p} \quad [mm]$$

kde:	$s_o$	[mm]	minimální tloušťka přímé trubky,
	$d_o$	[mm]	vnější průměr trubky,
	$p_{s,i}$	[MPa]	střední hodnota tlaku páry v dané ploše,
	$\sigma_D$	[MPa]	dovolené namáhání.

Dle normy EN 12952-3 se určí vztažná teplota, pro kterou se následně stanoví dovolené napětí zvoleného materiálu. Uvažován bude převládající přestup tepla konvekcí, pro který jsou v normě uvedeny následující rovnice výpočtu vztažné teploty. Teplotní přírůstek pro teplosměnné plochy, ve kterých proudí voda, nebo směs vody a páry je závislá na tloušťce stěny trubky. Pro přehříváky se tato hodnota volí pevně a rovná se  $35^{\circ}C$ .

$$t_{TP}^{VZ} = T_m + \Delta t_{TP} \quad [^{\circ}C]$$

$$\Delta t_{TP} = 15 + 2 \cdot t_w \quad [^{\circ}C]$$

kde:	$t_{TP}^{VZ}$	[ $^{\circ}C$ ]	vztažná teplota,
	$T_m$	[ $^{\circ}C$ ]	maximální teplota vody nebo páry v dané výhřevné ploše,
	$\Delta t_{TP}$	[ $^{\circ}C$ ]	teplotní přírůstek dané teplosměnné plochy,
	$t_w$	[mm]	tloušťka stěny potrubí.

Tato norma také určuje koeficient bezpečnosti. Pro stanovení dovoleného namáhání z meze kluzu je koeficient bezpečnosti  $k$  roven 1,5.[22]

Meze kluzu jsou pro zvolené materiály stanoveny podle normy ČSN EN 10216-2 pro výslednou vztažnou teplotu. [25]

$$\sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{k} \quad [MPa]$$

kde: k [-] koeficient bezpečnosti,  
 $R_{p0,2}$  [MPa] mez kluzu pro daný materiál.

Vzorový výpočet je proveden pro trubky přehříváku 2, které jsou vystaveny nejvyšším teplotám.

$$\Delta t_{TP} = 35 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (195)$$

$$t_{TP}^{VZ} = T_m + \Delta t_{TP} = 380 + 35 = 415 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dovolené namáhání při teplotě 415 °C:

$$\sigma_D = \frac{R_{p0,2}}{S} = \frac{154}{1,5} = 102,67 \text{ } MPa \quad (196)$$

Minimální dovolená tloušťka stěny trubky v přehříváku 2:

$$s_o = \frac{p \cdot d_o}{2 \cdot \sigma_D + p} = \frac{2,5 \cdot 32}{2 \cdot 102,67 + 2,5} = 0,385 \text{ } mm \quad (197)$$

Tab. 46 Pevnostní kontrola – minimální tloušťka stěny trubky

			PŘ 2	PŘ 1	VÝP	EKO
<b>Materiál</b>			16Mo3		P265GH	
<b>Tlak</b>	p	MPa	2,5	2,6	2,8	2,9
<b>Max. teplota vody/páry</b>	$T_m$	°C	380	336	230	209
<b>Teplotní přírůstek</b>	$\Delta t_{TP}$	°C	35	35	21,4	21,4
<b>Vztažná teplota</b>	$t_{TP}^{VZ}$	°C	415	371	251,4	230,4
<b>Mez kluzu</b>	$R_{p0,2}$	MPa	154	158	171	179
<b>Koeficient bezpečnosti</b>	k	-	1,5			
<b>Dovolené namáhání</b>	$\sigma_D$	MPa	102,67	105,3	114	119,3
<b>Minimální tloušťka stěny</b>	$s_o$	mm	<b>0,385</b>	<b>0,39</b>	<b>0,388</b>	<b>0,384</b>

Norma EN 12952-3 uvádí minimální možnou technologickou tloušťku stěny trubky v závislosti na jejím průměru. Pro průměr trubky do 38 mm je uvedena minimální tloušťka stěny trubky 1,7 mm. Dále je třeba ještě uvažovat, že i rozměry vyráběných trubek jsou v tolerančních mezích. Velikost tolerance je dána normou ČSN EN 10216-2, která uvádí, že tolerance nesouměrnosti tloušťky stěny trubky je  $\pm 10 \%$  nebo  $\pm 0,2$  mm, přičemž platí vyšší hodnota. Pro zvolenou tloušťku 3,2 mm musí být uvažována tolerance  $\pm 10 \%$ , která odpovídá  $\pm 0,32$  mm.

Výsledné minimální tloušťky stěny přímé trubky jsou porovnány se zvolenou tloušťkou trubky  $3,2 \pm 0,32$  mm. Krajní hodnota tloušťky trubky zvolené v konstrukčním návrhu je 2,88 mm. Ta je zhruba 7x vyšší než výsledné minimální tloušťky a splňuje tedy pevnostní kontrolu.

## 4.9 Tlakové ztráty kotle

Důležitým parametrem je i celková tlaková ztráta kotle. Ta musí být menší než uvedená maximální tlaková ztráta spalovacího motoru. Pokud by byla příliš velká, mohlo by docházet ke špatnému spalování v motoru a docházelo by k „dušení“ motoru. Tomu by se dalo předejít použitím spalínového ventilátoru, který by se ovšem nepříznivě podepsal na celkové ceně kotle.

Výpočet tlakové ztráty kotle je opět proveden podle manuálu ESCOA. Tlaková ztráta je stanovena pro každou plochu zvlášť, kde postup a použité vzorce jsou stejné pro oba zvolené typy žebrování. Korekční součinitele  $C_2$ ,  $C_4$  a  $C_6$  je možné opět stanovit pomocí grafu, nebo pro přesnější výpočet lze použít uvedené vzorce. [18]

V souhrnné tabulce jsou pro porovnání uvedeny výsledky jak pro uspořádání trubek za sebou, tak i pro vystřídání uspořádání. Vzorový výpočet je proveden pro výhřevnou plochu přehříváku 2.

Korekční faktor součinitele tření od Reynoldsova kritéria:

$$C_2 = 0,07 + 8 \cdot Re^{-0,45} = 0,07 + 8 \cdot 5\,613^{-0,45} = \mathbf{0,2344} \quad (198)$$

Korekční faktor pro geometrii uspořádání trubek pro vystřídání uspořádání:

$$\begin{aligned} \frac{P_t}{d_o} &= \frac{3,465}{1,26} = \mathbf{2,75} \\ \frac{l_f}{s_f} &= \frac{0,394}{0,132} = \mathbf{2,987} \\ C_4^S &= 0,11 \cdot \left[0,05 \cdot \frac{P_t}{d_o}\right]^{(-0,7 \cdot (l_f/s_f)^{0,2})} = 0,11 \cdot [0,05 \cdot 2,75]^{(-0,7 \cdot (2,987)^{0,2})} = \\ &= \mathbf{0,62} \end{aligned} \quad (199)$$

Faktor zahrnující nerovnostranné uspořádání trubek při vystřídání uspořádání:

$$\begin{aligned} \frac{P_L}{P_T} &= \frac{3,622}{3,465} = \mathbf{1,0455} \\ C_6^S &= 1,1 + [1,8 - 2,1 \cdot e^{-0,15 \cdot N_f^2}] \cdot [e^{(-2 \cdot P_L/P_T)}] - [0,7 - 0,8 \cdot e^{-0,15 \cdot N_f^2}] \cdot \\ &\cdot [e^{(-0,6 \cdot P_L/P_T)}] = 1,1 + [1,8 - 2,1 \cdot e^{-0,15 \cdot 1^2}] \cdot [e^{(-2 \cdot 1,0455)}] - \\ &- [0,7 - 0,8 \cdot e^{-0,15 \cdot 1^2}] \cdot [e^{(-0,6 \cdot 1,0455)}] = \mathbf{1,093} \end{aligned} \quad (200)$$

Součinitel tření:

$$f = C_2 \cdot C_4^S \cdot C_6^S \cdot \left(\frac{d_f}{d_o}\right)^{0,5} = 0,2344 \cdot 0,62 \cdot 1,093 \cdot \left(\frac{2,047}{1,26}\right)^{0,5} = \mathbf{0,2024} \quad (201)$$

Součinitel zohledňující zúžení:

$$\beta^2 = \left(\frac{A_n}{A_d}\right)^2 = \left(\frac{24,141}{40,69}\right)^2 = \mathbf{0,352} \quad (202)$$

Tlaková ztráta zrychlením:

$$a_z = \frac{1 + \beta^2}{4 \cdot N_r} \cdot \rho_b \cdot \left( \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) = \frac{1 + 0,352}{4 \cdot 1} \cdot 0,024 \cdot \left( \frac{1}{0,024} - \frac{1}{0,023} \right) = \quad (203)$$

$$= -0,00842$$

Tlaková ztráta v přehříváku 2:

$$\Delta P = (f + a_z) \cdot G_n^2 \cdot \frac{N_r}{\rho_b \cdot 1,083 \cdot 10^9} = \quad (204)$$

$$= (0,2024 + (-0,00842)) \cdot 4 \cdot 563,5^2 \cdot \frac{1}{0,024 \cdot 1,083 \cdot 10^9} =$$

$$= 0,16 \text{ in } H_2O = 39,4 \text{ Pa}$$

Tab. 47 Tlakové ztráty jednotlivých výhřevných ploch kotle

Uspořádání	Vystřídání	Za sebou
	ΔP [Pa]	
<b>Přehřívák 2</b>	39,4	29,4
<b>Přehřívák 1</b>	70,6	44,1
<b>Výparník</b>	1 005	602,1
<b>Ekonomizér</b>	350,5	231,9
<b>Celkem</b>	<b>1 465,5</b>	<b>889,5</b>

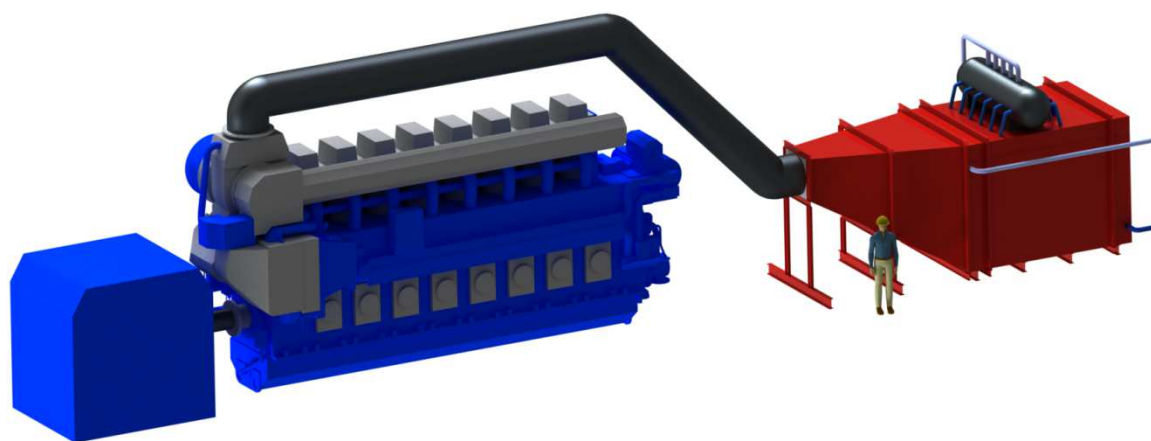
## 4.10 Shrnutí konstrukčního provedení kotle

U výsledné tlakové ztráty se nejedná o konečnou hodnotu. K dalším ztrátám dochází například v přívodním potrubí spalín do kotle, ve vstupním rozšiřujícím se kanálu kotle, nebo ve výstupním kanálu. Výsledná hodnota tlakové ztráty v oblasti výhřevných ploch pro vystřídání uspořádání trubek vychází dostatečně malá a to i s dalšími předpokládanými ztrátami. Proto zvolené uspořádání trubek bude vyhovující hodnotě dovolené tlakové ztráty motoru.

Díky možnosti využít vystřídání uspořádání se zmenší i délka kotle. Je to z důvodů, že oproti uspořádání trubek za sebou není potřeba pro předání potřebného tepelného výkonu tolik řad trubek. Tím se zkrátí délka kotle, klesne jeho hmotnost a ušetří se na množství materiálu, které se projeví na nižší ceně. V tomto případě dojde k ušetření o 620 mm délky kotle.

Odhad maximálních vnějších rozměrů kotle je šířka rovna 2,5 m, výška 3,8 m a délka bez vstupního a výstupního kanálu je rovna 3,5 m. Tyto rozměry umožňují dopravu kotle na místo aplikace v celku v podobě kontejnerového provedení. Při případné potřebě redukce výšky, by bylo možné dopravit samostatně buben kotle.

Hmotnost kotle je odhadnuta na 80 tun. Jedná se o hmotnost bez vodní náplně a zahrnuje všechny výhřevné plochy, buben, propojovací potrubí, armatury, spalínovody kotle, plošiny a schody. Další navýšení přibližně o 1 tunu je při aplikaci přídatných hořáků. Plánovanou součástí dodávky je i plechový komín. Při uvažování výšky 30 metrů je jeho odpovídající hmotnost 14 tun.



Obr. 19 Model koncepce motoru Wärtsilä [24] a kotle v měřítku

## 5 EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ ENERGETICKÉHO CELKU

Pro zjištění, zda navržená koncepce spalovacího motoru v kombinovaném cyklu je konkurenceschopná a investice do ní nejsou pouze „vyhozené peníze“, se stanoví z návratnosti. Vzhledem k možnosti využití více druhů paliv, bude návratnost provedena pro různé varianty paliv, které se liší cenou. Ta je v celém výpočtu nejvíce rozhodující na výsledném počtu hodin, po kterých se tato koncepce dostane do oblasti zisků. Počet hodin, po kterých se vložená investice vrátí, se stanoví podle následujícího vzorce.

$$NA = \frac{IN}{M - KC} \quad [\text{hod}]$$

kde: NA [hod] návratnost,  
 IN [Kč·kW<sup>-1</sup>] investice,  
 M [Kč·kWh<sup>-1</sup>] cena za vyrobenou kWh elektřiny v motoru,  
 KC [Kč·kWh<sup>-1</sup>] cena za vyrobenou kWh elektřiny v kombinovaném cyklu.

### 5.1 Investiční náklady

Investiční náklady zahrnují ceny všech zařízení, které koncepce obsahuje. Výrobcem motoru je cena na jednotku kW stanovena na 1 000 EUR a zahrnuje veškeré potřebné součásti pro použití motoru jako stacionární zdroj elektřiny [24].

Cena turbíny je odhadnuta na 300 USD za 1 kW.

Hodnota kotle a jeho příslušenství byla odhadnuta podle velikosti a výkonu podobného již zrealizovaného kotle na odpadní teplo celkem na 23 milionů Kč.

Celkové ceny zařízení jsou v následující tabulce v korunách (Kč), kde pro přepočítání EUR a USD je použit kurz měny odpovídající průměrné hodnotě za polovinu měsíce května 2016.

Tab. 48 Investiční náklady

<b>Kurz měny</b>	1	EUR	27,028	Kč
	1	USD	23,636	Kč
<b>Motor</b>	Kč·kW <sup>-1</sup>	27 028	Kč	<b>279 739 800</b>
<b>Turbína</b>	Kč·kW <sup>-1</sup>	7 090,8	Kč	<b>14 682 494</b>
<b>Kotel</b>			Kč	18 000 000
<b>Přídavné hořáky</b>			Kč	4 000 000
<b>Plechový komín</b>			Kč	1 000 000
<b>Kotel s příslušenstvím</b>			Kč	<b>23 000 000</b>
<b>Celková cena aplikace</b>			Kč	<b>317 422 294</b>

Protože investiční náklady jsou stanovovány na vyrobenou jednotku kW elektrické a u samostatného kotle nelze stanovit elektrický výkon, musí být kotel a turbína počítány jako jeden celek. Je to z důvodu, že elektrický výkon parní turbíny je závislý na produkci páry v kotli. Cena na kW elektrické se stanoví součtem celkové ceny kotle a parní turbíny a následně se podělí výkonem, který turbína produkuje.

$$C_{CEL-kW} = \frac{C_K + C_T}{P_t} = \frac{23\,000\,000 + 14\,682\,494}{2\,070,64} = 18\,198,48 \frac{\text{Kč}}{\text{kW}} \quad (205)$$

Celkové investiční náklady jsou dány součtem nákladů na výrobu elektřiny v motoru a v turbíně.

$$IN = C_{M-kW} + C_{CEL-kW} = 27\,028 + 18\,198,48 = 45\,226,48 \frac{Kč}{kW} \quad (206)$$

## 5.2 Náklady na výrobu elektřiny

Náklady na výrobu elektřiny se skládají z ceny paliva a ceny, kterou si výrobce motoru účtuje za servis a údržbu. Společnost Wärtsilä uvádí cenu za servisní kontrolu a údržbu 6 EUR za MWh ( $C_S = 0,1622 \text{ Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$ ).

Pro výpočet budou uvažována různá paliva s dostupnými informacemi o ceně a s různými nákupními cenami, aby byl ve výsledku vidět průběh návratnosti s rostoucí či klesající cenou paliva. Uvažovány budou nejvyšší možné ceny paliv, které odpovídají ceně pohonných hmot pro běžného spotřebitele. Tyto ceny z čerpacích stanic již obsahují spotřební daň a daň z přidané hodnoty (DPH) pro ČR ve výši 21 %. Za nejnižší možnou variantu bude považována cena paliv, se kterou se obchoduje na burze. Ta ovšem neobsahuje daň z přidané hodnoty, která k ní musí být připočítána a také spotřební daň, která je pro kapalné palivo určena podle zákona č. 353/2003 Sb., o spotřebních daních pro minerální oleje. Zemní plyn sloužící k výrobě elektřiny je podle zákona č. 261/2007 Sb., o stabilizaci veřejných rozpočtů, osvobozen od daně za zemní plyn.

Tab. 49 Ceny paliv

Ceny na čerpacích stanicích							
Palivo	označení	jednotka	cena	zdroj			
Motorová nafta	$C_{P1-č}$	$\text{Kč} \cdot \text{l}^{-1}$	26,548	[30]			
Topný olej	$C_{P2-č}$	$\text{Kč} \cdot \text{l}^{-1}$	29,83	[29]			
CNG	$C_{P3-č}$	$\text{Kč} \cdot \text{kg}^{-1}$	25,2718	[28]			
Ceny burze							
Palivo	označení	jednotka	cena na burze	DPH 21%	Spotřební daň	celkem	zdroj
Motorová nafta	$C_{P1-b}$	$\text{Kč} \cdot \text{l}^{-1}$	8,731	1,834	10,95	21,515	[30]
Topný olej	$C_{P2-b}$	$\text{Kč} \cdot \text{l}^{-1}$	9,077	1,906	10,95	21,933	[30]
Zemní plyn	$C_{P3-b}$	$\text{Kč} \cdot \text{m}^{-3}$	3,73	0,783	-	4,513	[31]

Aby mohla být stanovena návratnost, je nutné zjistit, jak velká bude finanční úspora při použití kombinovaného cyklu oproti původnímu stavu s použitím pouze motoru. Ta vychází z rozdílů nákladů na výrobu kWh v motoru a výroby v navrženém celku s parní turbínou.

Náklady na výrobu  $\text{kWh}_{el}$  ve spalovacím motoru:

$$M = \frac{\dot{m}_p \cdot C_p \cdot 3\,600}{P_G} + C_S \quad \left[ \frac{Kč}{kWh} \right]$$

Náklady na výrobu  $\text{kWh}_{el}$  v navrženém celku:

$$KC = \frac{(\dot{m}_p + \dot{m}_{PŘID}) \cdot C_p \cdot 3\,600}{(P_G + P_t)} + C_S \quad \left[ \frac{Kč}{kWh} \right]$$



kde:	$\dot{m}_p$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	množství paliva pro pohon motoru,
	$\dot{m}_{P\check{R}ID}$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	množství paliva pro přídavné spalování v kotli,
	$C_P$	$[\text{Kč} \cdot \text{kg}^{-1}]$	cena paliva,
	$C_S$	$[\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}]$	cena za servis motoru,
	$P_G$	$[\text{kW}]$	cena za vyrobenou kWh elektřiny v motoru,
	$P_t$	$[\text{kWh}]$	cena za vyrobenou kWh elektřiny v kombinovaném cyklu.

Tyto výpočty budou provedeny pro všechna paliva uvedená v tab. 49 a následující vzorový výpočet je proveden pro  $C_{P1-\check{c}}$  tj. pro cenu paliva na čerpacích stanicích za motorovou naftu. Jelikož spotřeba motoru je uvedena v  $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$  a cena paliva je vztažena na litry, musí být spotřeba převedena pomocí měrné hmotnosti paliva také na litry. Průměrná udávaná hodnota měrné hmotnosti motorové nafty je  $830 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  při  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  a pro TO je měrná hmotnost rovna  $940 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

$$\dot{m}_{p,MN}^d = \frac{0,5296}{830} \cdot 10^3 = 0,638 \frac{l_{pal}}{s} \quad (207)$$

$$\dot{m}_{P\check{R}ID} = \frac{0,0256}{830} \cdot 10^3 = 0,0308 \frac{l_{pal}}{s}$$

Náklady na výrobu  $\text{kWh}_{el}$  ve spalovacím motoru při spalování motorové nafty:

$$M = \frac{\dot{m}_{p,MN}^d \cdot C_{P1-\check{c}} \cdot 3\,600}{P_G} + C_S = \frac{0,638 \cdot 26,548 \cdot 3\,600}{10\,350} + 0,1622 =$$

$$= 6,054 \frac{\text{Kč}}{\text{kWh}} \quad (208)$$

Náklady na výrobu  $\text{kWh}_{el}$  v navrženém celku při spalování motorové nafty:

$$KC = \frac{(\dot{m}_{p,MN}^d + \dot{m}_{P\check{R}ID}) \cdot C_{P1-\check{c}} \cdot 3\,600}{(P_G + P_t)} + C_S =$$

$$= \frac{(0,638 + 0,0308) \cdot 26,548 \cdot 3\,600}{(10\,350 + 2\,070,64)} + 0,1622 = 5,308 \frac{\text{Kč}}{\text{kWh}} \quad (209)$$

Tab. 50 Náklady na výrobu 1 kWh při spalování různých druhů paliv

			<b>M</b>	<b>KČ</b>
<b>Motorová nafta</b>	$C_{P1-\check{c}}$	$\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$	6,054	5,308
<b>Topný olej</b>	$C_{P2-\check{c}}$	$\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$	6,008	5,269
<b>CNG</b>	$C_{P3-\check{c}}$	$\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$	3,729	3,322
<b>Motorová nafta</b>	$C_{P1-b}$	$\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$	4,937	4,333
<b>Topný olej</b>	$C_{P2-b}$	$\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$	4,46	3,917
<b>Zemní plyn</b>	$C_{P3-b}$	$\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$	0,932	0,829

Protože jednou z variant pro stanovení návratnosti bude spalování bioplynu, je třeba určit i náklady na jeho produkci. Od firmy EnviTec Biogas, zabývající se výstavbou a servisem bioplynových stanic, byly poskytnuty následující potřebné informace - hodnoty výtěžnosti

bioplynu z paliva, průměrné ceny využívaných paliv a měrná hmotnost výsledného plynu. Ta je rovna  $\rho_{\text{bio}}=1,2 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ . Pro stanovení návratnosti budou uvažovány 3 druhy paliva, s tím, že u kukuřičné siláže se provede porovnání paliva dostupného v místě stanice s palivem, které musí být dopravováno ze vzdálenějšího místa a tím navyšuje jeho cenu.

Ze získaných hodnot se cena za vyprodukovaný  $\text{m}^3$  bioplynu stanoví podělením ceny paliva jeho výtěžností.

Tab. 51 Ceny bioplynu

		Výtěžnost plynu		Cena suroviny		Cena paliva	
<b>Kukuřičná siláž – v místě</b>	$C_{P,b-1}$	$\text{m}^3\cdot\text{t}^{-1}$	180	$\text{Kč}\cdot\text{t}^{-1}$	700	$\text{Kč}\cdot\text{m}^{-3}$	3,89
<b>Kukuřičná siláž - doprava</b>	$C_{P,b-2}$	$\text{m}^3\cdot\text{t}^{-1}$	180	$\text{Kč}\cdot\text{t}^{-1}$	1 600	$\text{Kč}\cdot\text{m}^{-3}$	8,89
<b>Šrot, obilí, pečivo</b>	$C_{P,b-3}$	$\text{m}^3\cdot\text{t}^{-1}$	500	$\text{Kč}\cdot\text{t}^{-1}$	4 000	$\text{Kč}\cdot\text{m}^{-3}$	8
<b>Glycerin, lecitin</b>	$C_{P,b-4}$	$\text{m}^3\cdot\text{t}^{-1}$	550	$\text{Kč}\cdot\text{t}^{-1}$	5 000	$\text{Kč}\cdot\text{m}^{-3}$	9,09

Pro stanovení ceny 1 vyrobené kWh z bioplynu je nutné přepočítat spotřebu motoru z kg na  $\text{m}^3$ . Při spalování plynu nesmí být zapomenuto, že motor využívá i vstřikování malého množství kapalného paliva.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{p,MN}^g &= \frac{0,0029}{830} \cdot 10^3 = 3,5 \cdot 10^{-3} \frac{l_{pal}}{s} \\ \dot{m}_{p,BP}^g &= \frac{0,4206}{1,2} = 0,3505 \frac{m_{pal}^3}{s} \\ \dot{m}_{PŘID}^g &= \frac{0,0292}{1,2} = 0,0243 \frac{m_{pal}^3}{s}\end{aligned}\quad (210)$$

Náklady na výrobu  $\text{kWh}_{el}$  ve spalovacím motoru při spalování bioplynu:

$$\begin{aligned}M &= \frac{\dot{m}_{p,MN}^g \cdot C_{P1-\check{c}} + \dot{m}_{p,BP}^g \cdot C_{P,b-1}}{P_G} + C_S = \\ &= \frac{(3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 26,548 + 0,3505 \cdot 3,89) \cdot 3\,600}{10\,350} + 0,1622 = 0,669 \frac{\text{Kč}}{\text{kWh}}\end{aligned}\quad (211)$$

Náklady na výrobu  $\text{kWh}_{el}$  v navrženém celku při spalování bioplynu:

$$\begin{aligned}KC &= \frac{(\dot{m}_{p,MN}^g \cdot C_{P1-\check{c}} + (\dot{m}_{p,BP}^g + \dot{m}_{PŘID}^g) \cdot C_{P,b-1}) \cdot 3\,600}{(P_G + P_t)} + C_S = \\ &= \frac{(3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 26,548 + (0,3505 + 0,043) \cdot 26,548) \cdot 3\,600}{(10\,350 + 2\,070,64)} + 0,1622 = \\ &= 0,612 \frac{\text{Kč}}{\text{kWh}}\end{aligned}\quad (212)$$

Tab. 52 Náklady na výrobu 1 kWh při spalování bioplynu

			M	KC
<b>Kukuřičná siláž – v místě</b>	$C_{P,b-1}$	Kč·kWh <sup>-1</sup>	0,669	0,612
<b>Kukuřičná siláž - doprava</b>	$C_{P,b-2}$	Kč·kWh <sup>-1</sup>	1,278	1,154
<b>Šrot, obilí, pečivo</b>	$C_{P,b-3}$	Kč·kWh <sup>-1</sup>	1,17	1,058
<b>Glycerin, lecitin</b>	$C_{P,b-4}$	Kč·kWh <sup>-1</sup>	1,302	1,177

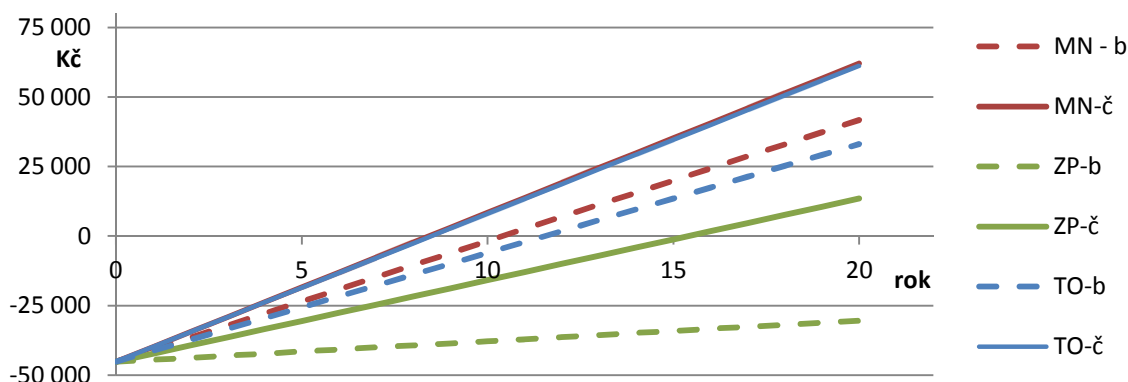
### 5.3 Návratnost

Výpočet návratnosti bude stanoven v hodinách. Pro lepší představu bude převedena i na roky, při uvažovaném provozu motoru 300 dnů v roce tj. 7 200 hodin za rok. Pro výpočet návratnosti budou uvažovány různé varianty provozu. Jako nejefektivnější použití se od začátku jeví uplatnění této koncepce v ostrovním provozu tzv. off-grid provozu, kde spotřebiče elektrické energie nemohou být připojeny na elektrizační soustavu a jsou plně závislé na tomto zdroji elektřiny. Uvažovány budou ceny paliv jak z čerpací stanice, tak i ceny z burzy a výsledné náklady budou porovnávány při výrobě elektřiny pouze v motoru s výrobou elektřiny v kombinovaném cyklu.

$$NA = \frac{IN}{M - KC} = \frac{45\,226,48}{6,054 - 5,308} = \mathbf{60\,625,31\,hodin} \quad (213)$$

Tab. 53 Návratnost při použití varianty 1

Palivo		Úspora [Kč·kWh <sup>-1</sup> ]	Návratnost	
			hod	rok
<b>Čerpací stanice (- č)</b>				
Motorová nafta	$C_{P1-č}$	0,746	60 625,31	8,42
Topný olej	$C_{P2-č}$	0,739	61 191,07	8,5
CNG	$C_{P3-č}$	0,408	110 890,99	15,4
<b>Burza (- b)</b>				
Motorová nafta	$C_{P1-b}$	0,604	74 916,96	10,41
Topný olej	$C_{P2-b}$	0,543	83 226,2	11,56
Zemní plyn	$C_{P3-b}$	0,103	439 504,3	61,04

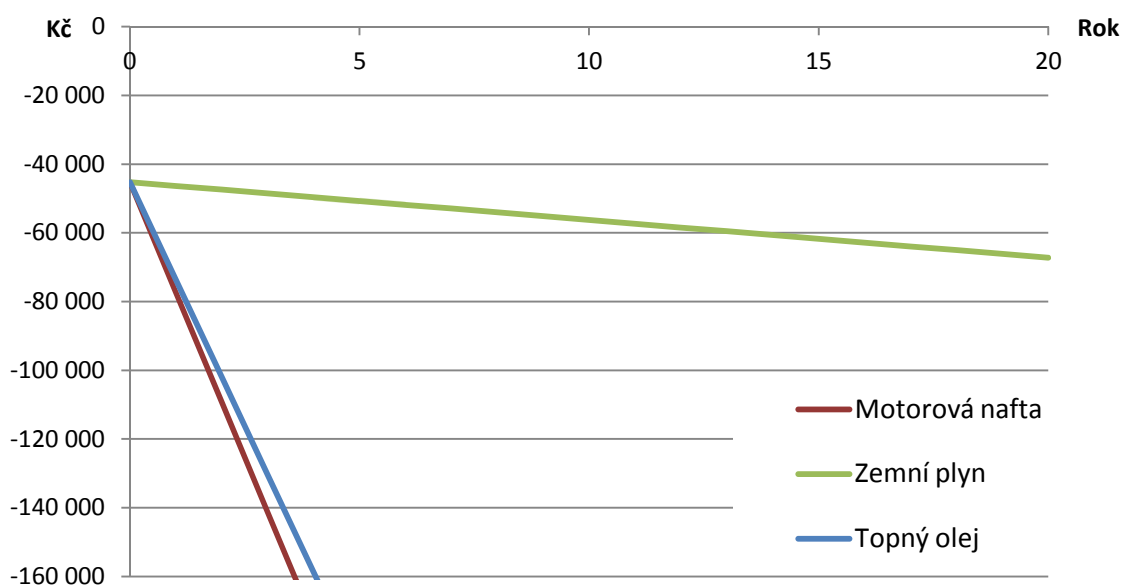


Obr. 20 Návratnost varianty 1

Další variantou bude připojení zdroje do elektrizační soustavy a porovnání ceny vyrobené elektřiny v kombinovaném cyklu s výkupní cenou elektřiny na burze. Protože cena elektřiny na burze se nyní pohybuje okolo 25 EUR za MWh ( $0,686 \text{ Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}$ ) [30], budou uvažovány paliva s nižší nákupní cenou tedy cenou z burzy.

Tab. 54 Návratnost při použití varianty 2

Palivo		Úspora [Kč·kWh <sup>-1</sup> ]	Návratnost
<b>Burza (-b)</b>			
Motorová nafta	$C_{P1-b}$	- 3,658	-
Topný olej	$C_{P2-b}$	- 3,241	-
Zemní plyn	$C_{P3-b}$	- 0,153	-



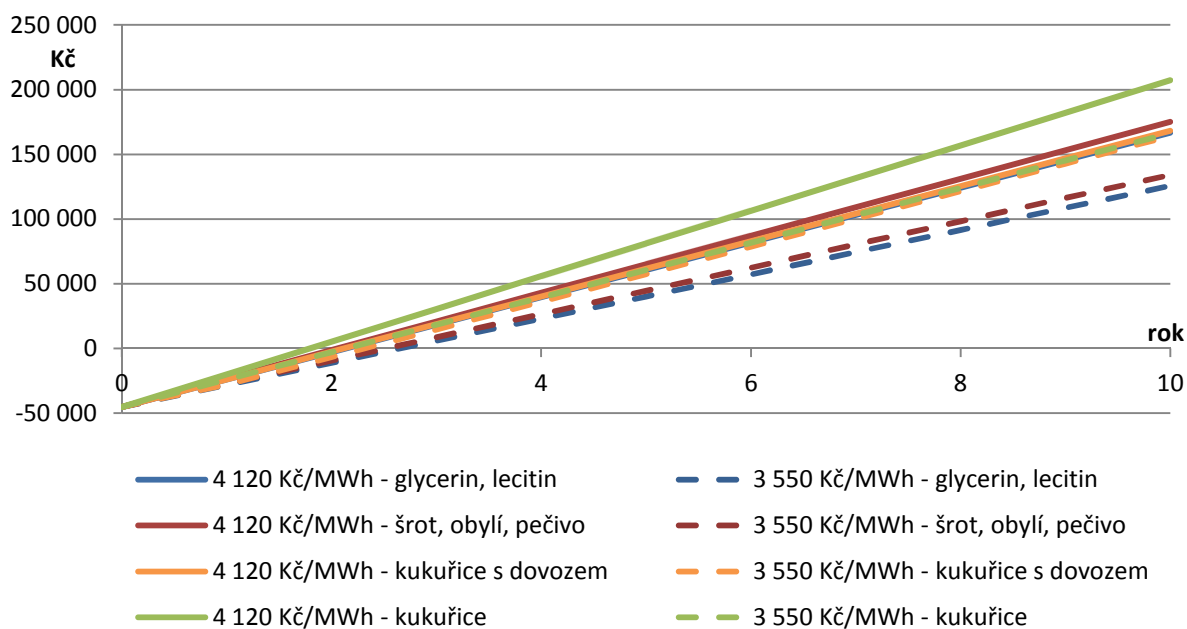
Obr. 21 Návratnost varianty 2

Třetí variantou bude spalování bio-paliva, u kterého jsou formou podpory OZE poskytovány dotace. Uvažována bude podpora formou státem garantované výkupní ceny elektřiny, která je poskytována v případě, že soustava dodává elektřinu do sítě. Výše výkupní ceny je rozdělena podle věstníku ERU do dvou kategorií, kde jejich rozdělení je dáno zákonem č. 477/2012 Sb. První kategorie označená AF1 zahrnuje pouze cíleně pěstované plodiny a druhá kategorie AF2 zahrnuje všechny ostatní varianty, jako jsou například travní hmota z údržby trvalých porostů či veřejné zeleně, znehodnocené zrno potravinářských obilovin, zbytkové produkty ze zemědělství atd.

Výkupní cena pro rok 2016 je stanovena dle ERU pro kategorii AF1 ve výši 4 120 Kč za MWh, a pro kategorii AF2 je to 3 550 Kč za MWh. [32] Náklady na výrobu 1 kWh<sub>el</sub> v bioplynové stanici budou porovnány s výkupními cenami pro obě uvedené kategorie. Ve výsledné tabulce bude také uvedeno, o kolik provozních hodin bude návratnost kratší, než v případě výroby elektřiny pouze v motoru.

Tab. 55 Návratnost při použití varianty 3

3 550 Kč·MWh <sup>-1</sup>					
			Motor	Komb. cyklus	Úspora
<b>Kukuřičná siláž – v místě</b>	C <sub>P,b-1</sub>	hod	12 515,59	12 290,1	225,49
		rok	1,74	1,71	
<b>Kukuřičná siláž - doprava</b>	C <sub>P,b-2</sub>	hod	15 649,885	14 938,75	711,14
		rok	2,17	2,07	
<b>Šrot, obilí, pečivo</b>	C <sub>P,b-3</sub>	hod	14 982,83	14 383,83	599
		rok	2,08	1,99	
<b>Glycerin, lecitin</b>	C <sub>P,b-4</sub>	hod	16 950,82	16 109,56	841,26
		rok	2,35	2,24	
4 120 Kč·MWh <sup>-1</sup>					
<b>Kukuřičná siláž – v místě</b>	C <sub>P,b-1</sub>	hod	10 541,43	10 380,19	161,24
		rok	1,46	1,44	
<b>Kukuřičná siláž - doprava</b>	C <sub>P,b-2</sub>	hod	12 680,43	12 202,09	478,34
		rok	1,76	1,69	
<b>Šrot, obilí, pečivo</b>	C <sub>P,b-3</sub>	hod	12 238,93	11 830,93	408
		rok	1,69	1,64	
<b>Glycerin, lecitin</b>	C <sub>P,b-4</sub>	hod	13 521,25	12 970,6	550,65
		rok	1,88	1,8	



Obr. 22 Návratnost varianty 3

## ZÁVĚR

Obsahem této práce bylo navržení a zhodnocení použití koncepce se spalovacím motorem v kombinovaném cyklu pro výrobu elektrické energie. Prvním krokem byla volba motoru, který bude pro tuto koncepci použit. Následně se stanovily vlastnosti a obsah výstupních spalin z motoru, pro které se provedl návrh kotle na odpadní teplo. Výsledkem konstrukčního návrhu je tedy jednotlakový kotel s přídavnými hořáky o celkových rozměrech 2,5 x 3,8 x 3,5 metrů (šířka x výška x délka). Při porovnání s použitým motorem se jedná o relativně malé rozměry, které umožňují kontejnerové provedení, tudíž i jeho jednoduchou dopravu na místo a rychlou montáž.

Podle dostupných paliv byly zvoleny 3 varianty možnosti použití. Nejhůře dopadla druhá varianta, ve které byla uvažována výroba elektřiny dodávána do elektrizační soustavy. I přestože byly pro tuto variantu uvažovány nejnižší možné ceny dostupných paliv, vyšla tato varianta jako naprosto nevýdělečná. Je to z důvodu nízké výkupní ceny elektřiny na burze. Pokud by se cena elektřiny vyšplhala zpět na 50 EUR za MWh<sup>-1</sup>, jako tomu bylo zhruba do roku 2012, stala by se výdělečnou, ale pouze v případě spalování zemního plynu. Návratnost této koncepce by pak byla za 12 let. To je velice dobrý čas návratnosti, ale bohužel k současnému trendu poklesu ceny elektřiny na burze nelze s vyšší cenou za výkup elektřiny počítat. Ceny kapalných paliv jsou velice vysoké a při využití pro výrobu elektřiny do sítě nejsou oproti ostatním palivům konkurence schopné.

Další variantou (varianta 3) dodávka vyrobené elektřiny při spalování bioplynu. Zde je díky dotacím výkupní cena elektřiny několikrát vyšší, než je cena na burze a je dokonce státem garantována po dobu 20 let. V současné chvíli je problém, že stát tyto dotace zastavil a poskytuje je pouze zdrojům zprovozněných do konce roku 2012 pro kategorii AF2, případně pro kategorii AF1 pouze do konce roku 2011. To ovšem nebrání použití této koncepce, která by se dala nainstalovat za již používaný motor v bioplynové stanici, případně ji použít po dosažení životnosti a výměně současného motoru.

Při stanovování návratnosti byla záměrně vypočtena návratnost klasické bioplynové stanice, aby bylo vidět, o kolik hodin dříve by se vrátila celková investice s použitím kombinovaného cyklu. U nejlevnějšího paliva (kukuřičná siláž v místě spotřeby) a nejvyšší výkupní ceny elektřiny by se jednalo pouze o návratnost o 7 dní dříve, při neustálém provozu. Tento výsledek se jeví jako téměř zanedbatelný, ale pokud jde o 7 dnů plného provozu s výkupní cenou 4 120 Kč·MWh<sup>-1</sup>, jedná se o výdělek 8 597 070 Kč, který zanedbatelný není. V ostatních porovnávaných případech je tato návratnost ještě rychlejší, takže dochází i k vyššímu výdělku.

V úvodu této práce byla vybrána kapalná paliva a zemní plyn, pro které byl proveden návrh kotle. Bohužel mezi tato paliva nebyl zahrnut bioplyn, který se oproti zemnímu plynu liší hlavně obsahem H<sub>2</sub>S s množstvím okolo 3 %. Síra v palivu se při návrhu nemůže opomíjet, protože razantně navyšuje teplotu rosného bodu a ovlivňuje tak dovolenou výstupní teplotu spalin. V případě spalování bioplynu, by se musela tedy překontrolovat výstupní teplota spalin, aby nedocházelo ke korozi a případně upravit tepelný návrh kotle a následně i konstrukční.

U varianty 1, kde se jedná o výrobu elektrické energie v provozu off-grid, musí být elektřina vyráběna za jakoukoli cenu paliva, protože nelze využít jiné dodávky elektřiny. Podle grafu z obr. 20 jde vidět, že pokud se jedná o místo, kde je cena paliva vysoká, tak tato koncepce dokáže snížit náklady na výroku jedné kWh o 12 %, a investice do zařízení se vrátí do 9 let. S klesající cenou paliva se snižuje míra úspory a prodlužuje se návratnost. Ovšem pro místa, kde je velmi vysoká cena paliva, například z důvodů nutnosti dovozu a v místech, kde se s palivem musí šetřit, je tato koncepce velice vhodným řešením. Jsou to například ostrovy, odlehlá místa s nízkou hustotou zalidnění, kde se nestaví elektrárny, ale vhodným použitím by byla i aplikace pro lodní tankery a podobně. Protože po uplynutí

doby návratnosti, může každý rok ušetřit na nákladech na výrobu elektřiny až okolo 67 miliónů Kč.

Ještě jednou možností, jak by se daly zmenšit investiční náklady a tím i zkrátit doba návratnosti, by byla možnost využití nevratné investiční podpory od státu. Ty jsou poskytovány pro zdroje využívající na výrobu elektřiny energii ze spalování bioplynu, skládkového či kalového plynu. Ovšem, tato podpora je poskytována zdrojům o velikosti 20 MW a více ve výši od 4,5 % ceny investice.

Ze zvolených variant je vidět, že návratnost je závislá na ceně paliva. Protože tato koncepce dokáže s přídatným spalováním malého množství paliva vyrobit téměř o 17 % více elektřiny, než samostatný motor, má i dobré výsledky návratnosti.

Variant použití se dá uvažovat mnoho a dokonce při úpravě konstrukční koncepce provádět i spousta modifikací, například odběry páry, zásobování teplem apod. Vzhledem k velkému množství kladných vlastností, využití této koncepce má určitě význam.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KADRNOŽKA, J. *Paroplynové elektrárny a teplárny*. 1. vydání. Praha: SNTL, 1981. 256 s.
- [2] BUECKER, V. *Basics of boiler and HRSG design*. 1. vydání. Tulsa: PennWell, 2002. 189 s. ISBN 0-87814-795-0.
- [3] GANAPATHY, V. Heat-recovery steam generators: *Understand the basics*. Chemical Engineering. srpen 1996, s. 32 – 45.
- [4] GANAPATHY, V. Heat-recovery steam generators: *Performance management and improvement*, Woodhead publishing, Ltd., 2011
- [5] BOYCE, M., P. *Combined cycle power plants*. Woodhead Publishing, Ltd., 2012
- [6] SINGER, G. J. *Combustion - Fossil Power*. 4. vydání. Windsor: Combustion Engineering, 1991.
- [7] ČERNÝ, V. – JANEBA, B. – TEYSSLER, J. *Parní kotle*. 1. vydání. Praha: SNTL, 1983. 858 s.
- [8] STULTZ, S. C. – KITTO, J. B. *Steam its generation and use*. Ed. 41, North Carolina: Babcock and Wilcox Co., 2005. 1040 s. ISBN 0-9634570-1-2
- [9] BASU, P. *Circulating fluidized bed boilers – Design, operation and maintenance*. Switzerland: Springer, 2015. 366 s. ISBN 978-3-319-06173-3
- [10] ČSN EN ISO 6976 *Zemní plyn – Výpočet spalného tepla, výhřevnosti, hustoty, relativní hustoty a Wobbeho čísla*. ICS 75.060. Praha: Česný normalizační institut, únor 2006.
- [11] POLESNÝ, B. a kol. *Termodynamická data pro výpočet tepelných centrál a jaderných energetických zařízení*. 1. vydání. Brno: VUT, 1990. 213 s. ISBN 80-214-0160-5
- [12] WÄRTSILÄ Engines. *Wärtsilä 46DF - product guide*. [online]. [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: <<http://www.wartsila.com/products/marine-oil-gas/engines-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-46df/>>.
- [13] DRÁBEK, I. *Energetický zdroj se spalovací turbinou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 110 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..
- [14] HOLMGREN, M. *X-Steam tables Excel v2.6, IF-97 Steam tables*. Dostupné z: <<http://xsteam.sourceforge.net/>>
- [15] ČSN EN 12952-15 *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení – Část 15: Přejímací zkoušky*. ICS 27.040. Praha: Česný normalizační institut, květen 2004.
- [16] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. 3. vydání. Praha: Česká technika – nakladatelství ČVUT, 2007. 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [17] BUDAJ, F. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4. vydání. Brno: VUT Brno, 1992. 200 s. ISBN 80-214-0426-4.
- [18] WEIERMAN, C. *ESCOA Engineering Manuál*. USA: ESCOA Corp, 1979.



- [19] ČSN 41 2022 *Ocel 12 022*. Praha: Vydavatelství ÚNM, listopad 1989. 8 s.
- [20] ČSN 41 5020 *Ocel 15 020 molybdenová*. Praha: Vydavatelství ÚNM, říjen 1986. 11 s.
- [21] INCLOPERA, F., P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7th edition. New York: John Wiley & Sons, 2011. 1080 s. ISBN 0-470-91785-7.
- [22] EN 12952-3 *Water-tube boilers and auxiliary installations – Part 3: Design and calculation for pressure parts*. ICS 27.040. Brussels: CEN, December 2001.
- [23] ANDREOVSKÝ, J. *Spalování paliv - spalovací turbíny*. [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <[http://www.ekomonitor.cz/sites/default/files/obrazky/seminare/ovzdusi/seminar2/17\\_dil\\_12\\_tisk\\_andreovsky.pdf](http://www.ekomonitor.cz/sites/default/files/obrazky/seminare/ovzdusi/seminar2/17_dil_12_tisk_andreovsky.pdf)>.
- [24] WÄRTSILÄ Engines. [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <<http://www.wartsila.com/>>.
- [25] ČSN EN 10216-2 *Bezešvé ocelové trubky pro tlakové nádoby a zařízení – Technické dodací podmínky – Část2: Trubky z nelegovaných a legovaných ocelí se zaručenými vlastnostmi při zvýšených teplotách*. ICS 23.040.10. Praha: Česný normalizační institut, srpen 2003.
- [26] KOPEČNÝ, M. *Frekvenční měniče jako opratě lodních motorů*. [online]. [cit. 2016-05-14]. Dostupné z: <<http://www.abb-conversations.com/cs/2013/08/frekvencni-menice-jako-oprate-lodnich-motoru/>>.
- [27] FIEDLER, J. *Výhody a omezení malých kogeneračních jednotek*. [online]. [cit. 2014-04-20]. Dostupné z: <<http://vytapeni.tzb-info.cz/7866-vyhody-a-omezeni-malych-kogeneracnich-jednotek>>.
- [28] CNG. *Ceny paliv*. [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <<http://www.cng.cz/cs/-aktualni-ceny/>>.
- [29] Topný olej. *Ceny paliv*. [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <<http://www.thermoil.cz/>>.
- [30] Burzovní ceny komodit. *Ceny paliv*. [online]. [cit. 2016-05-17]. Dostupné z: <<http://www.kurzy.cz/komodity/benzin-nafta-cena/>>.
- [31] OTE. *Roční zpráva o trhu s elektřinou a plynem*. [online]. [cit. 2016-05-15]. Dostupné z: <<http://www.ote-cr.cz/statistika/rocnizprava/>>.
- [32] ERU. *Energetický regulační věstník – stanovení podpory pro podporované zdroje energie*. [online]. [cit. 2016-05-18]. Dostupné z: <<http://www.eru.cz/cs/poze/cenova-rozhodnuti>>.

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1	Elektrárna se spalovacími motory o výstupním výkonu 100 MW <sub>el</sub> .....	17
Obr. 2	Schéma kombinovaného cyklu se spalovacím motorem .....	18
Obr. 3	Motor Wärtsilä 9L46DF [12].....	18
Obr. 4	Rozměry motoru Wärtsilä 9L46DF [12].....	19
Obr. 5	Průběh expanze v turbíně.....	21
Obr. 6	Schéma předpokládaného pilového diagramu .....	35
Obr. 7	Hmotnostní bilance vstříku mezi přehříváky .....	37
Obr. 8	Diagram postupu iteračního řešení .....	40
Obr. 9	Pilový diagram při spalování zemního plynu .....	48
Obr. 10	Pilový diagram při spalování motorové nafty.....	48
Obr. 12	Značení rozměrů žebrované trubky.....	49
Obr. 13	Uspořádání trubek ve spalinovém kanálu .....	51
Obr. 14	Model trubky přehříváků 1 a 2 s plným žebrováním .....	54
Obr. 15	Graf – hodnota střední sálavé tloušťky [18] .....	60
Obr. 16	Graf – korekční faktor sálání [18].....	61
Obr. 17	Model trubky výparníku a ekonomizéru se sekanými žebry .....	66
Obr. 18	Označení základních parametrů trubek TURB-X HF [18] .....	67
Obr. 19	Model koncepce motoru Wärtsilä [24] a kotle v měřítku .....	78
Obr. 20	Návratnost varianty 1 .....	83
Obr. 21	Návratnost varianty 2 .....	84
Obr. 22	Návratnost varianty 3 .....	85

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1	Výhody a nevýhody spalovacích motorů [27] .....	16
Tab. 2	Základní údaje o motoru z technické specifikace [12] .....	19
Tab. 3	Servisní intervaly a životnost dílů motoru .....	20
Tab. 4	Složení kapalných a plynných paliv [6] [7] [8].....	22
Tab. 5	Vlastnosti složek zemního plynu [10].....	23
Tab. 6	Hmotnostní složky zemního plynu .....	24
Tab. 7	Hmotnostní složení suchého vzduchu.....	24
Tab. 8	Složení spalin při stechiometrickém spalování různých druhů paliv.....	27
Tab. 9	Přídavky složek spalin od přebytku vzduchu.....	29
Tab. 10	Složení spalin při spalování s přebytkem vzduchu .....	30
Tab. 11	Hmotnostní podíly složek spalin.....	31
Tab. 12	Molární hmotnost prvků obsažených ve spalinách [11] .....	31
Tab. 13	Objemové podíly složek spalin .....	32
Tab. 14	Spotřeba paliva v motoru při spalování různých režimech.....	33
Tab. 15	Hmotnostní průtok spalin z motoru .....	34
Tab. 16	Znamé a volené hodnoty pilového diagramu .....	36
Tab. 17	Parametry vody a páry z pilového diagramu .....	38
Tab. 18	Tepelný výkon výhřevných ploch ze strany páry .....	39
Tab. 19	Entalpie složek spalin při teplotě 238 °C.....	39
Tab. 20	Entalpie složek spalin při teplotě 354 °C.....	41
Tab. 21	Parametry přídavného spalování pro motorovou naftu a zemní plyn .....	42
Tab. 22	Složení spalin po přídavném spalování.....	44
Tab. 23	Parametry spalin na vstupu do kotle .....	44
Tab. 24	Měrná tepelná kapacita při teplotě 620,5 °C.....	45

Tab. 25	Parametry spalin z pilového diagramu .....	46
Tab. 26	Ztráta sáláním a konvekcí při spalování motorové nafty nebo zemního plynu..	47
Tab. 27	Komínová ztráta při spalování motorové nafty nebo zemního plynu .....	47
Tab. 28	Základní rozměry trubek pro celý kotel .....	49
Tab. 29	Parametry svazku přehříváku 2 .....	50
Tab. 30	Měrná hmotnost složek spalin při teplotě 355 °C .....	52
Tab. 31	Přehled vypočtených hodnot .....	53
Tab. 32	Vstupní parametry pro přehřívák 2.....	54
Tab. 33	Vlastnosti spalin a materiálu trubek v přehříváku 2.....	55
Tab. 34	Vlastnosti složek spalin při teplotě $T_b$ 630 °C.....	56
Tab. 35	Vlastnosti páry při $T_i$ rovno 354,5 °C.....	63
Tab. 36	Výsledné hodnoty z výpočtu přehříváku 2 .....	64
Tab. 37	Vstupní parametry pro přehřívák 1.....	65
Tab. 38	Vlastnosti spalin a materiálu trubek v přehříváku 1 .....	65
Tab. 39	Výsledné hodnoty z výpočtů přehříváku 1 .....	66
Tab. 40	Vstupní parametry pro výparník.....	67
Tab. 41	Vlastnosti spalin a materiálu trubek ve výparníku .....	68
Tab. 42	Výsledné hodnoty z výpočtu výparníku .....	72
Tab. 43	Vstupní parametry pro ekonomizér .....	72
Tab. 44	Vlastnosti spalin a materiálu trubek v ekonomizéru .....	73
Tab. 45	Výsledné hodnoty z výpočtu ekonomizéru .....	74
Tab. 46	Pevnostní kontrola – minimální tloušťka stěny trubky .....	75
Tab. 47	Tlakové ztráty jednotlivých výhřevných ploch kotle .....	77
Tab. 48	Investiční náklady.....	79
Tab. 49	Ceny paliv .....	80
Tab. 50	Náklady na výrobu 1 kWh při spalování různých druhů paliv.....	81
Tab. 51	Ceny bioplynu .....	82
Tab. 52	Náklady na výrobu 1 kWh při spalování bioplynu.....	83
Tab. 53	Návratnost při použití varianty 1 .....	83
Tab. 54	Návratnost při použití varianty 2 .....	84
Tab. 55	Návratnost při použití varianty 3 .....	85

**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ**

<b>Symbol</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Veličina</b>
A	[% hm.]	hmotnostní podíl popela v palivu
a	[mm]	vzdálenost žeber
$A_b$	[ft·ft <sup>-2</sup> ]	plocha trubky bez žeber
$A_C$	[ft·ft <sup>-2</sup> ]	průřez plochy žeber
$A_d$	[m <sup>2</sup> ]	plocha spalínového kanálu
$A_{fo}$	[ft·ft <sup>-2</sup> ]	vnější žebrovaná plocha trubky
$A_i$	[ft·ft <sup>-2</sup> ]	celková vnitřní plocha trubky
$A_n$	[ft·ft <sup>-2</sup> ]	volná plocha mezi trubkami v jedné řadě
$A_o$	[ft·ft <sup>-2</sup> ]	celkový vnější povrch trubky
$A_{po}$	[ft·ft <sup>-2</sup> ]	poměrný vnější povrch trubky
$A_t$	[ft <sup>2</sup> ]	celková vnější plocha svazku
$A_w$	[ft·ft <sup>-2</sup> ]	poměrná vnitřní plocha trubky
$a_z$	[-]	tlaková ztráta zrychlením
C	[% hm.]	hmotnostní podíl uhlíku v palivu
$C_1$	[-]	korekční faktor pro Re kritérium
$C_2$	[-]	korekční faktor součinitele tření od Reynoldsova kritéria
$C_3^S$	[-]	korekční faktor pro geometrii žeber
$C_4^S$	[-]	korekční faktor geometrie žeber
$C_5^S$	[-]	korekční faktor uspořádání trubek
$C_6^S$	[-]	korekční faktor vystřídání uspořádání trubek
$C_{CEL-kW}$	[Kč·kW <sup>-1</sup> ]	cena celku kotle a turbíny vztažena na kW
$C_K$	[Kč]	cena kotle
$C_{M-kW}$	[Kč·kW <sup>-1</sup> ]	cena motoru vztažena na kW
$c_p$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita
$C_P$	[Kč·kg <sup>-1</sup> ]	cena paliva
$c_{p,1-2}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita spalin v přehříváku 2
$c_{p,2-3}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita spalin v přehříváku 1
$c_{p,4-5}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita spalin v ekonomizéru
$c_{p,Ar}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita argonu ve spalinách
$c_{p,CO_2}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého ve spalinách
$c_{p,H_2O}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita vody ve spalinách
$c_{p,i}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita i-složky
$c_{p,N_2}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita dusíku ve spalinách
$c_{p,O_2}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita kyslíku ve spalinách
$c_{p,SO_2}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita oxidu siřičitého ve spalinách
$c_{p,vz}$	[kJ·K <sup>-1</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná kapacita vzduchu
$C_{P1-b}$	[Kč·l <sup>-1</sup> ]	cena motorová nafty na burze
$C_{P1-č}$	[Kč·l <sup>-1</sup> ]	cena motorová nafty na čerpacích stanicích
$C_{P2-b}$	[Kč·l <sup>-1</sup> ]	cena topného oleje na burze

$C_{P2-č}$	$[\text{Kč} \cdot \text{l}^{-1}]$	cena topného oleje na čerpacích stanicích
$C_{P3-b}$	$[\text{Kč} \cdot \text{m}^{-3}]$	cena zemního plynu na burze
$C_{P3-č}$	$[\text{Kč} \cdot \text{kg}^{-1}]$	cena stlačeného zemního plynu na čerpacích stanicích
$C_{P,b-1}$	$[\text{Kč} \cdot \text{m}^{-3}]$	cena bioplynu z kukuřičné siláže bez nutnosti dopravy
$C_{P,b-2}$	$[\text{Kč} \cdot \text{m}^{-3}]$	cena bioplynu z kukuřičné siláže s nutností dopravy
$C_{P,b-3}$	$[\text{Kč} \cdot \text{m}^{-3}]$	cena bioplynu z šrotu, obilovin, pečiva
$C_{P,b-4}$	$[\text{Kč} \cdot \text{m}^{-3}]$	cena bioplynu z glycerinu a lecitinu
$C_S$	$[\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}]$	cena za servis motoru
$C_{sal}$	$[-]$	koeficient dle normy
$C_T$	$[\text{Kč}]$	cena turbíny
$d_0$	$[\text{mm}]$	vnější průměr trubky
$d_f$	$[\text{mm}]$	vnější průměr s žebry
$d_i$	$[\text{mm}]$	vnitřní průměr trubky
$E$	$[-]$	součinitel efektivity žeber
$e_l$	$[\text{Kč} \cdot \text{kWh}^{-1}]$	elektřina
$f$	$[-]$	součinitel tření
$G_n$	$[\text{lb} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-2}]$	hmotnostní průtok spalin volnou plochou v řadě trubek
$H$	$[\% \text{ hm.}]$	hmotnostní podíl vodíku v palivu
$h_c$	$[\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-2} \cdot \text{F}^{-1}]$	vnější součinitel přestupu tepla konvekcí
$h_e$	$[\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-2} \cdot \text{F}^{-1}]$	vnější souč. přestupu tepla zahrnující efektivitu žeber
$h_g$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	výparné teplo vody
$HHV$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	spalné teplo
$h_i$	$[\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-2} \cdot \text{F}^{-1}]$	vnitřní součinitel přestupu tepla konvekcí
$h_o$	$[\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-2} \cdot \text{F}^{-1}]$	vnější součinitel přestupu tepla
$h_r$	$[\text{Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-2} \cdot \text{F}^{-1}]$	vnější součinitel přestupu tepla radiací
$i_1$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie páry na výstupu z kotle v bodě 1
$i_{1sp}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie spalin na vstupu do kotle v bodě 1sp
$i_2$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie páry v bodě 2
$i_{2a}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie páry v bodě 2a
$i_{2sp}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie spalin v bodě 2sp
$i_3$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie páry v bodě 3
$i_{3sp}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie spalin v bodě 3sp
$i_4$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie páry v bodě 4
$i_{4sp}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie spalin v bodě 4sp
$i_{4sp}^{MN}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie spalin z motorové nafty v bodě 4sp
$i_{4sp}^{ZP}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie spalin ze zemního plynu v bodě 4sp
$i_5$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie páry v bodě 5
$i_{5sp}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie spalin v bodě 5sp
$i_6$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie vody v bodě 6
$i_{CO2}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie oxidu uhličitého
$i_{H2O}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie vody

$i_i$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie i-složky
$i_k$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie páry na výstupu z turbíny
IN	$[\text{kč} \cdot \text{kW}^{-1}]$	investice
$i_{\text{N}_2}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie dusíku
$i_{\text{O}_2}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie kyslíku
$i_{\text{sp}}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie spalin
$i_{\text{vm}}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	entalpie spalin na výstupu z motoru
$j$	[-]	Colburnův korekční faktor pro přestup tepla
$k$	[-]	koeficient bezpečnosti
$k_b$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost spalin při $T_b$ pro danou plochu
KC	$[\text{kč} \cdot \text{kWh}^{-1}]$	cena za vyrobenou kWh elektřiny v komb. cyklu
$k_f$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelné vodivost žebra při $T_s$
$k_w$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	tepelná vodivost stěny trubky při $T_w$
L	[ft]	střední sálavá tloušťka
$l_f$	[mm]	výška žebra
$L_f$	[m]	délka žebrované trubky = výška spalin. kanálu
M	$[\text{kč} \cdot \text{kWh}^{-1}]$	cena za vyrobenou kWh elektřiny v motoru
$M_{\text{Ar}}$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost argonu
$M_{\text{c,Ar}}$	$[\text{kg}_{\text{Ar}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	celkové množství Ar ve spalinách
$M_{\text{c,CO}_2}$	$[\text{kg}_{\text{CO}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	celkové množství $\text{CO}_2$ ve spalinách
$M_{\text{c,H}_2\text{O}}$	$[\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	celkové množství $\text{H}_2\text{O}$ ve spalinách
$M_{\text{c,N}_2}$	$[\text{kg}_{\text{N}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	celkové množství $\text{N}_2$ ve spalinách
$M_{\text{c,O}_2}$	$[\text{kg}_{\text{O}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	celkové množství $\text{O}_2$ ve spalinách
$M_{\text{c,SO}_2}$	$[\text{kg}_{\text{SO}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	celkové množství $\text{SO}_2$ ve spalinách
$M_{\text{c,sv}}$	$[\text{kg}_{\text{sp}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	celkové množství spalin
$M_{\text{C}_2\text{H}_6}$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost etanu
$M_{\text{C}_3\text{H}_8}$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost propanu
$M_{\text{CO}_2}$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost oxidu uhličitého
$M_{\text{H}_2\text{O}}$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost vody
$M_{\text{CH}_4}$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost metanu
$M_i$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost i-složky
$M_{\text{N}_2}$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost dusíku
$M_{\text{Ar}}^{\text{N}}$	$[\text{kg}_{\text{Ar}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství Ar ve spalinách po přídavném spalování
$M_{\text{CO}_2}^{\text{N}}$	$[\text{kg}_{\text{CO}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství $\text{CO}_2$ ve spalinách po přídavném spalování
$M_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{N}}$	$[\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství $\text{H}_2\text{O}$ ve spalinách po přídavném spalování
$M_{\text{N}_2}^{\text{N}}$	$[\text{kg}_{\text{N}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství $\text{N}_2$ ve spalinách po přídavném spalování
$M_{\text{O}_2}^{\text{N}}$	$[\text{kg}_{\text{O}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství $\text{O}_2$ ve spalinách po přídavném spalování
$M_{\text{SO}_2}^{\text{N}}$	$[\text{kg}_{\text{SO}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství $\text{SO}_2$ ve spalinách po přídavném spalování
$M_{\text{O}_2}$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost kyslíku
$M_{\text{O}_2,\text{N}}$	$[\text{kg}_{\text{O}_2} \cdot \text{s}^{-1}]$	potřebný kyslík pro přídavné spalování
$M_{\text{O}_2\text{min}}$	$[\text{kg}_{\text{O}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	minimální množství kyslíku pro tech. spalování

$M_p$	$[\text{t} \cdot \text{h}^{-1}, \text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtok páry
$\dot{m}_{p, \text{BP}}^g$	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	množství bioplynu při gas mode
$\dot{m}_{p, \text{MN}}^g$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	množství motorové nafty při gas mode
$\dot{m}_{p, \text{MN}}^d$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	množství motorové nafty při diesel mode
$\dot{m}_{\text{PŘID}}$	$[\text{kg}_{\text{pal}} \cdot \text{s}^{-1}]$	množství paliva pro přídavné spalování
$\dot{m}_{p, \text{ZP}}^g$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	množství zemního plynu při gas mode
$M_{s, \text{Ar}}$	$[\text{kg}_{\text{Ar}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	stechiometrické množství Ar ve spalinách
$M_{s, \text{CO}_2}$	$[\text{kg}_{\text{CO}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	stechiometrické množství $\text{CO}_2$ ve spalinách
$M_{s, \text{H}_2\text{O}}$	$[\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	stechiometrické množství $\text{H}_2\text{O}$ ve spalinách
$M_{s, \text{N}_2}$	$[\text{kg}_{\text{N}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	stechiometrické množství $\text{N}_2$ ve spalinách
$M_{s, \text{SO}_2}$	$[\text{kg}_{\text{SO}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	stechiometrické množství $\text{SO}_2$ ve spalinách
$M_{\text{SO}_2}$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost oxidu siřičitého
$M_{\text{sp}}$	$[\text{kg}_{\text{sp}} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtok spalin
$M_{\text{sp}, \text{MN}}$	$[\text{kg}_{\text{sp}} \cdot \text{s}^{-1}]$	množství spalin ze spalování motorové nafty
$M_{\text{sp}, \text{N}}$	$[\text{kg}_{\text{sp}} \cdot \text{s}^{-1}]$	celkové množství spalin po přídavném spalování
$M_{\text{sp}, \text{PŘID}}$	$[\text{kg}_{\text{sp}} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtok spalin z přídavného spalování
$M_{\text{sp}, \text{v}}$	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	objemový průtok spalin
$M_{\text{sp}, \text{ZP}}$	$[\text{kg}_{\text{sp}} \cdot \text{s}^{-1}]$	množství spalin ze spalování zemního plynu
$M_{\text{sv min}}$	$[\text{kg}_{\text{sp}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	stechiometrické množství spalin
$m_v$	[%]	procentuální velikost vstříku vody do páry
$M_{\text{vs min}}$	$[\text{kg}_{\text{s.vz}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	minimální množství suchého vzduchu
$M_{\text{vv min}}$	$[\text{kg}_{\text{v.vz}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	minimální množství vlhkého vzduchu
$M_{\text{ZP}}$	$[\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}]$	molární hmotnost zemního plynu
$M_{\alpha, \text{Ar}}$	$[\text{kg}_{\text{Ar}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství Ar ve spalinách od přebytku vzduchu
$M_{\alpha, \text{CO}_2}$	$[\text{kg}_{\text{CO}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství $\text{CO}_2$ ve spalinách od přebytku vzduchu
$M_{\alpha, \text{H}_2\text{O}}$	$[\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství $\text{H}_2\text{O}$ ve spalinách od přebytku vzduchu
$M_{\alpha, \text{N}_2}$	$[\text{kg}_{\text{N}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství $\text{N}_2$ ve spalinách od přebytku vzduchu
$M_{\alpha, \text{O}_2}$	$[\text{kg}_{\text{O}_2} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	množství $\text{O}_2$ ve spalinách od přebytku vzduchu
$M_{\alpha, \text{sv}}$	$[\text{kg}_{\text{sp}} \cdot \text{kg}_{\text{pal}}^{-1}]$	celkové množství spalin od přebytku vzduchu
$N$	[% hm.]	hmotnostní dusíku v palivu
$NA$	[hod]	návratnost
$N_F$	[-]	počet trubek v řadě
$n_f$	$[\text{l} \cdot \text{m}^{-1}]$	počet žebek na jednotku délky
$N_f$	[-]	počet trubek v 1 řadě
$N_r$	[-]	počet řad trubek ve směru proudu spalin
$Nu$	[-]	Nusseltovo číslo
$O$	[% hm.]	hmotnostní podíl kyslíku v palivu
$p_1$	[bar]	tlak páry na výstupu z kotle v bodě 1
$p_2$	[bar]	tlak páry v bodě 2
$p_{2a}$	[bar]	tlak páry v bodě 2a
$p_3$	[bar]	tlak páry v bodě 3

$p_4$	[bar]	tlak páry v bodě 4
$p_5$	[bar]	tlak páry v bodě 5
$p_6$	[bar]	tlak vody v bodě 6
$P_G$	[kW]	generovaný výkon
$P_L$	[mm]	podélná rozteč trubek
$Pr$	[-]	Prandtlovo číslo
$p_{s,1-2}$	[bar]	střední tlak páry v přehříváku 2
$p_{s,i}$	[MPa]	střední hodnota tlaku páry v dané výhřevné ploše
$P_T$	[mm]	příčná rozteč trubek
$P_t$	[kW]	elektrický výkon turbíny
$Q_D$	[kW]	dodaný tepelný výkon spalovacím motorem
$Q_i^r$	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	výhřevnost
$Q_{MN}^r$	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	výhřevnost motorové nafty
$Q_{ZP}^r$	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	výhřevnost zemního plynu
$Q_N$	[MW]	maximální využitelný výkon spalin
$Q_{p,1-4}$	[kW]	celkový tepelný výkon na straně páry PŘ 1, 2 a VÝP
$Q_{p,EKO}$	[kW]	tepelný výkon ekonomizéru
$Q_{p,PŘ1}$	[kW]	tepelný výkon přehříváku 1
$Q_{p,PŘ2}$	[kW]	tepelný výkon přehříváku 2
$Q_{p,VÝP}$	[kW]	tepelný výkon výparníku
$Q_{POTŘ}$	[kW]	celkový tepelný výkon
$Q_{PŘID}$	[kW]	tepelný výkon přidavným spalováním v kotli
$Q_{RC}$	[MW]	ztrátový výkon sáláním
$Q_S$	[kW]	skutečný potřebný tepelný výkon
$Q_{sp,1-3}$	[kW]	celkový tepelný výkon na straně spalin PŘ 1, 2 a VÝP
$q_t$	[kJ·kWh <sup>-1</sup> ]	měrná spotřeba tepla na generovaný výkon
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$R_{fi}$	[m <sup>2</sup> ·K·W <sup>-1</sup> ]	vnitřní odpor povrchu trubky vlivem zanášení
$R_{fo}$	[m <sup>2</sup> ·K·W <sup>-1</sup> ]	vnější odpor povrchu trubky vlivem zanášení
$R_{io}$	[hr·ft <sup>2</sup> ·F·Btu <sup>-1</sup> ]	vnitřní tepelný odpor
$R_o$	[hr·ft <sup>2</sup> ·F·Btu <sup>-1</sup> ]	tepelný odpor zahrnující efektivitu žeber
$R_{p,0,2}$	[MPa]	mez kluzu pro daný materiál
$R_{to}$	[hr·ft <sup>2</sup> ·F·Btu <sup>-1</sup> ]	celkový tepelný odpor trubky
$R_{wo}$	[hr·ft <sup>2</sup> ·F·Btu <sup>-1</sup> ]	tepelný odpor trubky na celkovou vnější plochu
$S$	[% hm.]	hmotnostní podíl síry v palivu
$S_f$	[mm]	rozteč žeber
$S_{kan}$	[m <sup>2</sup> ]	průtočná plocha kanálu
$S_o$	[mm]	minimální tloušťka rovné trubky
$S_p$	[m <sup>2</sup> ]	celková vnitřní plocha všech trubek první řady
$S_{kan}^{sk}$	[m <sup>2</sup> ]	skutečná průtočná plocha kanálu
$\check{S}$	[mm]	šířka kanálu



$t_1$	[°C]	teplota páry na výstupu z kotle v bodě 1
$t_{1sp}$	[°C]	teplota spalín na vstupu z kotle v bodě 1sp
$t_2$	[°C]	teplota páry v bodě 2
$t_{2a}$	[°C]	teplota páry v bodě 2a
$t_{2sp}$	[°C]	teplota spalín v bodě 2sp
$t_3$	[°C]	teplota páry v bodě 3
$t_{3sp}$	[°C]	teplota spalín v bodě 3sp
$t_4$	[°C]	teplota páry v bodě 4
$t_{4sp}$	[°C]	teplota spalín v bodě 4sp
$t_5$	[°C]	teplota páry v bodě 5
$t_{5sp}$	[°C]	teplota spalín v bodě 5sp
$t_6$	[°C]	teplota vody v bodě 6
$T_b$	[°C]	střední teplota spalín
$t_f$	[mm]	tloušťka žebra
$T_i$	[°C]	střední teplota páry
$T_m$	[°C]	maximální teplota vody nebo páry v dané výhřevné ploše
$t_{TP}^{VZ}$	[°C]	vztažná teplota
$T_s$	[°C]	střední teplota žebra
$t_{s,1-2}$	[°C]	střední teplota páry v přehříváku 2
$t_{vz}$	[°C]	teplota vzduchu v okolí
$t_w$	[mm]	tloušťka stěny trubky
$T_w$	[°C]	střední teplota stěny trubky
$U_o$	[Btu·hr <sup>-1</sup> ·ft <sup>-2</sup> ·F <sup>-1</sup> ]	celkový součinitel prostupu tepla
$W$	[% hm.]	hmotnostní podíl vody v palivu
$w$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost páry
$w_{p,př2}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost páry
$w_s$	[in]	šířka žebrovaného elementu
$w_{sp,1-2}^{sk}$	[m·s <sup>-1</sup> ]	skutečná rychlost spalín v přehříváku 2
$x_3$	[-]	sytost v bodě 3
$x_4$	[-]	sytost v bodě 4
$x_m$	[g <sub>H2O</sub> ·kg <sub>vz</sub> <sup>-1</sup> ]	měrná vlhkost vzduchu
$\alpha_K$	[W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	vnitřní součinitel přestupu tepla konvekcí
$\alpha$	[-]	součinitel přebytku vzduchu
$\beta^2$	[-]	součinitel zohledňující zúžení
$\gamma_r$	[Btu·hr <sup>-1</sup> ·ft <sup>-2</sup> ·F <sup>-1</sup> ]	korekční faktor sálání
$\Delta i_{1Z}$	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	rozdíl entalpií při izoentropické expanzi
$\Delta i_v$	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]	entalpický spád v přehříváku 2
$\Delta P$	[Pa]	tlaková ztráta
$\Delta p_{EKO}$	[bar]	tlaková ztráta ekonomizéru
$\Delta p_{př1}$	[bar]	tlaková ztráta přehříváku 1
$\Delta p_{př2}$	[bar]	tlaková ztráta přehříváku 2

$\Delta T$	[F]	střední logaritmický spád
$\Delta t_{ap}$	[°C]	approach point
$\Delta t_{pp}$	[°C]	pinch point
$\Delta t_{TP}$	[°C]	teplotní přírůstek dané teplosměnné plochy
$\eta$	[-]	účinnost turbosoustrojí
$\eta_K$	[%]	účinnost kotle
$\lambda$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná vodivost
$\lambda_{Ar}$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná vodivost argonu
$\lambda_{CO_2}$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná vodivost oxidu uhličitého
$\lambda_{H_2O}$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná vodivost vody
$\lambda_i$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná vodivost i-složky
$\lambda_{N_2}$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná vodivost dusíku
$\lambda_{O_2}$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná vodivost kyslíku
$\lambda_{SO_2}$	[W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]	měrná tepelná vodivost oxidu siřičitého
$\mu$	[Pa·s]	dynamická viskozita
$\mu_b$	[Pa·s]	dynamická viskozita při $T_b$ pro danou plochu
$\nu$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita
$\nu_{Ar}$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita argonu
$\nu_{CO_2}$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita oxidu uhličitého
$\nu_{H_2O}$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita vody
$\nu_i$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita i-složky
$\nu_{N_2}$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita dusíku
$\nu_{O_2}$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita kyslíku
$\nu_{SO_2}$	[m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita oxidu siřičitého
$\xi_k$	[%]	komínová ztráta
$\xi_{sal}$	[%]	ztráta sáláním a konvekcí
$\rho_1$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	měrná hmotnost vstup. spalin na začátku dané plochy
$\rho_2$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	měrná hmotnost výstupních spalin na konci dané plochy
$\rho_b$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	měrná hmotnost spalin při $T_b$ pro danou plochu
$\rho_{CO_2}$	[kg <sup>3</sup> ·m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost oxidu uhličitého ve spalinách
$\rho_{H_2O}$	[kg <sup>3</sup> ·m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost vody ve spalinách
$\rho_{N_2}$	[kg <sup>3</sup> ·m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost dusíku ve spalinách
$\rho_{O_2}$	[kg <sup>3</sup> ·m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost kyslíku ve spalinách
$\rho_{SO_2}$	[kg <sup>3</sup> ·m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost oxidu siřičitého ve spalinách
$\rho_{sp}$	[kg <sup>3</sup> ·m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost spalin
$\rho_{sp,1-2}$	[kg <sup>3</sup> ·m <sup>-1</sup> ]	měrná hmotnost spalin v přehřívačce 2
$\sigma_{Ar-vz}$	[% hm.]	hmotnostní podíl argonu ve vzduchu
$\sigma_{C_2H_6}$	[% hm.]	hmotnostní podíl etanu v palivu
$\sigma_{C_3H_8}$	[% hm.]	hmotnostní podíl propanu v palivu
$\sigma_{CO_2}$	[% hm.]	hmotnostní podíl oxidu uhličitého v palivu
$\sigma_{CO_2-vz}$	[% hm.]	hmotnostní podíl oxidu uhličitého ve vzduchu

$\sigma_D$	[MPa]	dovolené namáhání
$\sigma_{CH_4}$	[% hm.]	hmotnostní podíl metanu v palivu
$\sigma_i$	[% hm.]	hmotnostní podíl i-složky
$\sigma_{i-vz}$	[% hm.]	hmotnostní podíl i-složky vzduchu
$\sigma_{N_2}$	[% hm.]	hmotnostní podíl dusíku v palivu
$\sigma_{N_2-vz}$	[% hm.]	hmotnostní podíl dusíku ve vzduchu
$\sigma_{sp,i}^N$	[% hm.]	hmotnostní podíl i-složky ve spalinách po před. spalování
$\sigma_{O_2-vz}$	[% hm.]	hmotnostní podíl kyslíku ve vzduchu
$\sigma_{sp,Ar}$	[% hm.]	hmotnostní podíl argonu ve spalinách
$\sigma_{sp,CO_2}$	[% hm.]	hmotnostní podíl oxidu uhličitého ve spalinách
$\sigma_{sp,H_2O}$	[% hm.]	hmotnostní podíl vody ve spalinách
$\sigma_{sp,N_2}$	[% hm.]	hmotnostní podíl dusíku ve spalinách
$\sigma_{sp,O_2}$	[% hm.]	hmotnostní podíl kyslíku ve spalinách
$\sigma_{sp,SO_2}$	[% hm.]	hmotnostní podíl oxidu siřičitého ve spalinách
$\varphi$	[%]	relativní vlhkost
$\omega_{C_2H_6}$	[% obj., -]	objemový podíl etanu
$\omega_{C_3H_8}$	[% obj., -]	objemový podíl propanu
$\omega_{CO_2}$	[% obj., -]	objemový podíl oxidu uhličitého
$\omega_{CH_4}$	[% obj., -]	objemový podíl metanu
$\omega_i$	[% obj., -]	objemový podíl i-složky
$\omega_{N_2}$	[% obj., -]	objemový podíl dusíku
$\omega_{sp,i}^N$	[% obj.]	objemový podíl i-složky ve spalinách po před. spalování
$\omega_{sp,Ar}$	[% obj.]	objemový podíl argonu ve spalinách
$\omega_{sp,CO_2}$	[% obj.]	objemový podíl oxidu uhličitého ve spalinách
$\omega_{sp,H_2O}$	[% obj.]	objemový podíl vody ve spalinách
$\omega_{sp,N_2}$	[% obj.]	objemový podíl dusíku ve spalinách
$\omega_{sp,O_2}$	[% obj.]	objemový podíl kyslíku ve spalinách
$\omega_{sp,SO_2}$	[% obj.]	objemový podíl oxidu siřičitého ve spalinách
$\nu_{1-2}$	[m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]	měrný objem pro střední teplotu

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

<b>Index</b>	<b>Název</b>
b	Burza
č	Čerpací stanice
DPH	Daň z přidané hodnoty
EKO	Ekonomizér
ERU	Energetický regulační úřad
KJ	Kogenerační jednotka
LTO	Lehký topný olej
MN	Motorová nafta
NN	Napájecí nádrž
OZE	Obnovitelné zdroje energie
PŘ1	Přehřívák 1
PŘ2	Přehřívák 2
TTO	Těžký topný olej
TUV	Teplá užitková voda
VÝP	Výparník
ZP	Zemní plyn

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1	Polynomy pro výpočet entalpie jednotlivých složek spalin
Příloha č. 2	Polynomy pro výpočet měrné tepelné kapacity jednotlivých složek spalin
Příloha č. 3	Polynomy pro výpočet měrné hmotnosti jednotlivých složek spalin
Příloha č. 4	Polynomy pro výpočet tepelné vodivosti jednotlivých složek spalin
Příloha č. 5	Polynomy pro výpočet kinematické viskozity jednotlivých složek spalin
Příloha č. 6	Polynomy pro výpočet měrné tepelné vodivosti materiálu trubek



**Příloha č. 1:** Polynomy pro výpočet entalpie jednotlivých složek spalín v závislosti na teplotě

Podle níže uvedených polynomů se vypočítá hodnota entalpie dané složky pro potřebnou teplotu v jednotkách Kelvin. Obsah prvků SO<sub>2</sub> a argonu je ve spalínách v zanedbatelném množství, proto při výpočtu entalpie nejsou uvažovány. [11]

**CO<sub>2</sub>**

$$\begin{aligned} i_{CO_2} = & 1,9254715 \cdot 10^1 + 4,0081911 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^1 + 1,0648369 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^2 - \\ & - 9,8746235 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^3 + 8,7463386 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^4 - 6,36201 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^5 + \\ & + 3,1489759 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^6 - 8,9520264 \cdot 10^1 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^7 + 1,087768 \cdot 10^1 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^8 \end{aligned}$$

**N<sub>2</sub>**

$$\begin{aligned} i_{N_2} = & 9,0850676 \cdot 10^{-1} + 1,01018831 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^1 + 2,2650029 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^2 - \\ & - 8,6172991 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^3 + 1,6542578 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^4 - 1,57372 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^5 + \\ & + 8,1721087 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^6 - 2,2341366 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^7 + 2,526484 \cdot 10^1 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^8 \end{aligned}$$

**O<sub>2</sub>**

$$\begin{aligned} i_{O_2} = & -9,3846683 + 1,0329135 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^1 - 6,5367927 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^2 + \\ & + 1,5419659 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^3 - 1,601787 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^4 + 9,085784 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^5 - \\ & - 2,723557 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^6 + 3,3827399 \cdot 10^1 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^7 \end{aligned}$$

**H<sub>2</sub>O**

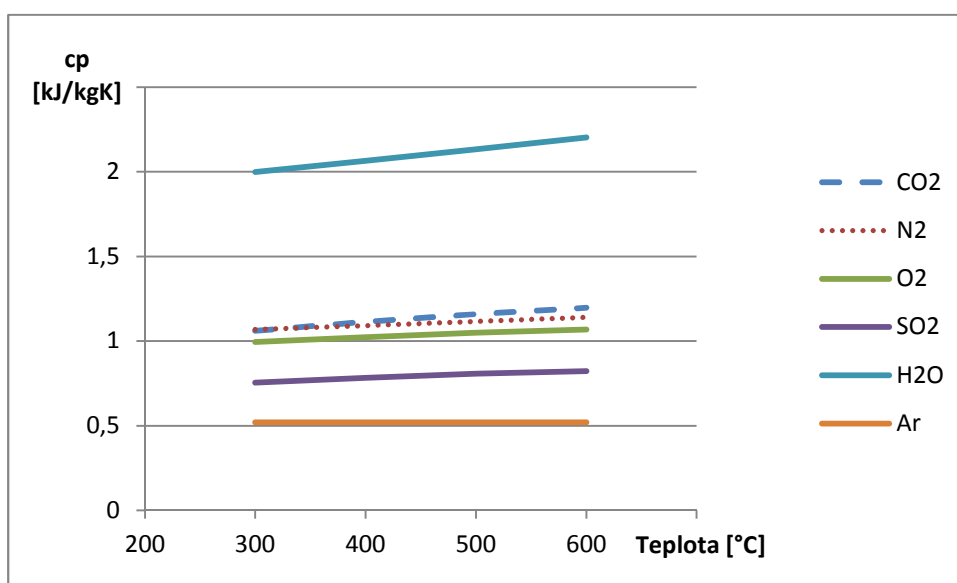
$$\begin{aligned}i_{H_2O} = & 1,1173231 \cdot 10^2 + 1,5478373 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^1 + 2,343203 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^2 + \\ & + 2,217531 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^3 - 2,2330498 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^4 + 1,513798 \cdot 10^2 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^5 - \\ & - 5,98811 \cdot 10^1 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^6 + 9,429134 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right)^7 + 4,060151 \cdot 10^1 \cdot \ln\left(\frac{T}{1000}\right)\end{aligned}$$



**Příloha č. 2** Polynomy pro výpočet měrné tepelné kapacity jednotlivých složek spalin

$c_p$ [kJ/kgK]						
Teplota [°C]	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	Ar
300	1,0602	1,0691	0,9944	0,7535	1,9994	0,519
400	1,1143	1,0912	1,0236	0,7828	2,0646	0,519
500	1,1593	1,1154	1,0485	0,8079	2,1329	0,519
600	1,1967	1,1396	1,0691	0,8225	2,203	0,519

Z hodnot v tabulce je vykreslena závislost měrné tepelné kapacity na teplotě pro jednotlivé složky. [11] Vzniklé body jsou proloženy křivkami, ze kterých jsou níže vypsány polynomy 3. stupně.



$$\text{CO}_2: \quad c_{p,\text{CO}_2} = 2,5 \cdot 10^{-10} \cdot t^3 - 7,55 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 9,77 \cdot 10^{-4} \cdot t + 8,28 \cdot 10^{-1}$$

$$\text{N}_2: \quad c_{p,\text{N}_2} = -3,5 \cdot 10^{-10} \cdot t^3 + 5,25 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 - 1,7 \cdot 10^{-5} \cdot t + 1,0364$$

$$\text{O}_2: \quad c_{p,\text{O}_2} = -3,38813 \cdot 10^{-21} \cdot t^3 - 2,15 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 4,425 \cdot 10^{-4} \cdot t + 8,81 \cdot 10^{-1}$$

$$\text{SO}_2: \quad c_{p,\text{SO}_2} = -1,05 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 + 1,05 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 - 5,35 \cdot 10^{-5} \cdot t + 7,034 \cdot 10^{-1}$$

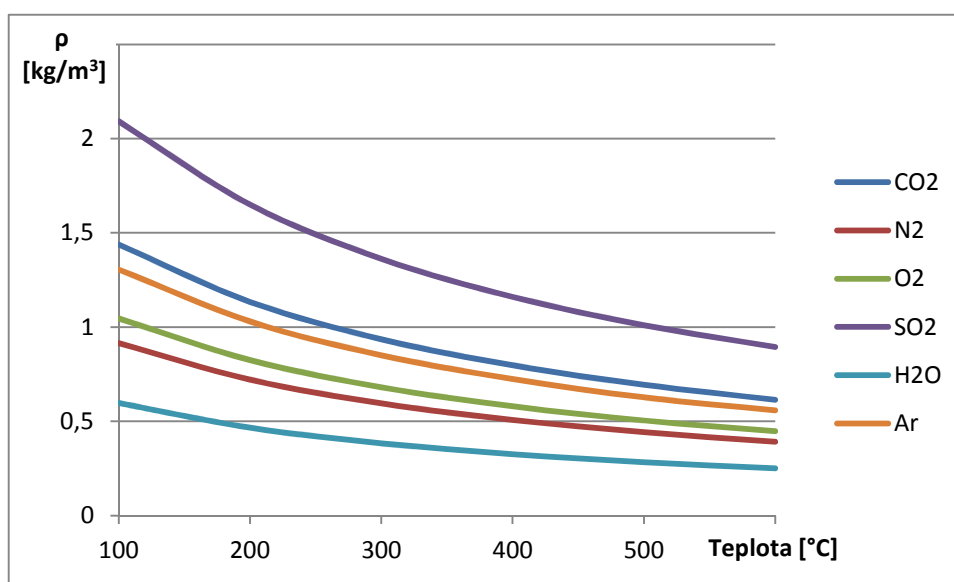
$$\text{H}_2\text{O}: \quad c_{p,\text{H}_2\text{O}} = -2,1667 \cdot 10^{-10} \cdot t^3 + 4,15 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 4,41667 \cdot 10^{-4} \cdot t + 1,8354$$

$$\text{Ar}: \quad c_{p,\text{Ar}} = 0,519$$

**Příloha č. 3** Polynomy pro výpočet měrné hmotnosti jednotlivých složek spalín

$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]						
Teplota [°C]	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	Ar
100	1,437	0,915	1,045	2,092	0,597	1,305
200	1,133	0,721	0,824	1,65	0,466	1,03
300	0,935	0,595	0,68	1,362	0,384	0,85
400	0,797	0,507	0,579	1,16	0,326	0,724
500	0,694	0,442	0,504	1,01	0,284	0,627
600	0,614	0,391	0,447	0,894	0,251	0,558

Z hodnot v tabulce jsou vykresleny závislosti měrné hmotnosti jednotlivých složek na teplotě. [11] Vzniklé body jsou proloženy křivkami, ze kterých jsou níže popsány polynomy 4. nebo 5. stupně, pro zajištění vyšší přesnosti výpočtu.



$$\text{CO}_2: \rho_{\text{CO}_2} = -7,6891 \cdot 10^{-14} \cdot t^5 + 8,54968 \cdot 10^{-11} \cdot t^4 - 5,38 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 + 2,2297 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 7,0289 \cdot 10^{-3} \cdot t + 1,96299$$

$$\text{N}_2: \rho_{\text{N}_2} = 1,75 \cdot 10^{-11} \cdot t^4 - 1,7625 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 + 1,0275 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 4,028 \cdot 10^{-3} \cdot t + 1,231$$

$$\text{O}_2: \rho_{\text{O}_2} = 1,70833 \cdot 10^{-11} \cdot t^4 - 1,84167 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 + 1,12292 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 4,52417 \cdot 10^{-3} \cdot t + 1,402$$

$$\text{SO}_2: \rho_{\text{SO}_2} = -1,5 \cdot 10^{-14} \cdot t^5 + 3,667 \cdot 10^{-11} \cdot t^4 - 3,825 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 + 2,283 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 9,096 \cdot 10^{-3} \cdot t + 2,808$$

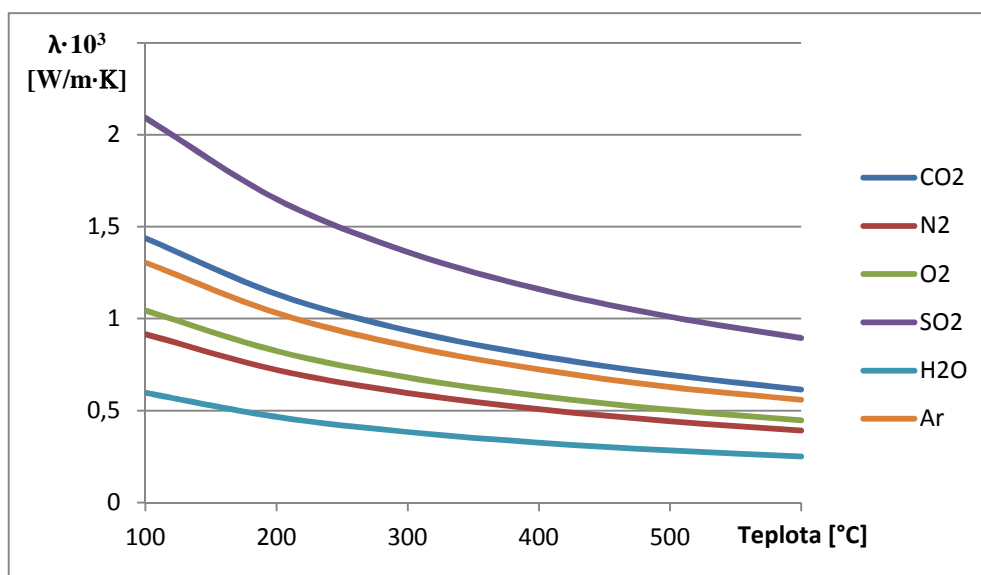
$$\mathbf{H_2O:} \quad \rho_{H_2O} = 2,70833 \cdot 10^{-11} \cdot t^4 - 2,25833 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 + 1,04292 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - \\ - 3,22283 \cdot 10^{-3} \cdot t + 8,35 \cdot 10^{-1}$$

$$\mathbf{Ar:} \quad \rho_{Ar} = -3,333 \cdot 10^{-12} \cdot t^4 - 7,833 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 + 9,6833 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 - \\ - 5,07733 \cdot 10^{-3} \cdot t + 1,724$$

**Příloha č. 4** Polynomy pro výpočet tepelné vodivosti jednotlivých složek spalín

$\lambda \cdot 10^3$ [W/mK]						
Teplota [°C]	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	Ar
0	14,9	24,3	24,6	8,37	-	16,5
100	22,9	31,5	32,9	12,32	23,4	21,2
200	30,8	38,5	40,7	16,62	33,2	25,6
300	38,4	45,2	48	21,16	43,5	29,9
400	46	50,7	55	25,81	54,3	34
500	53	55,8	61,5	30,7	65,1	37,9
600	59,9	60,3	67,4	35,81	75,2	39,4

Z hodnot v tabulce jsou vykresleny závislosti tepelné vodivosti na teplotě pro dané složky. [11] Vzniklé body jsou proloženy křivkami, ze kterých jsou níže vypsány polynomy 5. stupně, pro zajištění dostatečné přesnosti výpočtu.



$$\text{CO}_2: \lambda_{\text{CO}_2} \cdot 10^3 = 1,2516 \cdot 10^{-12} \cdot t^5 - 9,45513 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 + 3,22196 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 - 5,63478 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 8,34189 \cdot 10^{-2} \cdot t + 1,48978 \cdot 10^1$$

$$\text{N}_2: \lambda_{\text{N}_2} \cdot 10^3 = -1,3625 \cdot 10^{-11} \cdot t^5 + 1,35625 \cdot 10^{-8} \cdot t^4 - 6,75208 \cdot 10^{-6} \cdot t^3 + 1,70883 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 1,34617 \cdot 10^{-1} \cdot t + 3,34 \cdot 10^1$$

$$\text{O}_2: \lambda_{\text{O}_2} \cdot 10^3 = -9,40705 \cdot 10^{-13} \cdot t^5 + 6,4797 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 - 1,8861 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 - 1,95663 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 8,4558 \cdot 10^{-2} \cdot t + 2,45996 \cdot 10^1$$

$$\text{SO}_2: \lambda_{\text{SO}_2} \cdot 10^3 = 2,14744 \cdot 10^{-13} \cdot t^5 - 8,55235 \cdot 10^{-11} \cdot t^4 - 1,5082 \cdot 10^{-8} \cdot t^3 + 2,58394 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 3,71048 \cdot 10^{-2} \cdot t + 8,37034$$

---

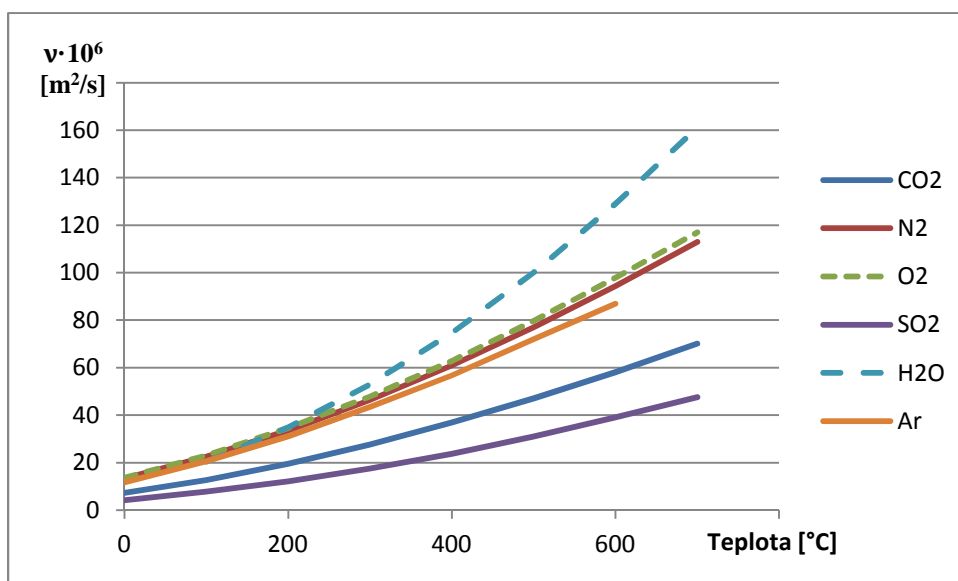
**H<sub>2</sub>O:**  $\lambda_{H_2O} \cdot 10^3 = -4,1667 \cdot 10^{-14} \cdot t^5 - 3,40278 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 + 3,1875 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 -$   
 $-8,1611 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 1,05317 \cdot 10^{-1} \cdot t + 1,34 \cdot 10^1$

**Ar:**  $\lambda_{Ar} \cdot 10^3 = 5,9583 \cdot 10^{-12} \cdot t^5 - 3,64583 \cdot 10^{-9} \cdot t^4 + 1,06875 \cdot 10^{-6} \cdot t^3 -$   
 $-1,58167 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 5,52167 \cdot 10^{-2} \cdot t + 1,65 \cdot 10^1$

**Příloha č. 5** Polynomy pro výpočet kinematické viskozity jednotlivých složek spalin

$\nu \cdot 10^6$ [m <sup>2</sup> /s]						
Teplota [°C]	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	Ar
0	7,28	13,3	13,6	4,22	-	11,8
100	12,7	22,5	23,1	7,886	20,3	20,6
200	19,5	33,6	34,6	12,12	34,9	31,2
300	27,6	46,4	47,8	17,5	53	43,4
400	37	60,9	62,8	23,76	74,7	56,7
500	47	76,9	79,6	30,97	100	72
600	58,1	94,3	97,8	39,16	129	87
700	70,1	113	117	47,58	161	-

Z hodnot v tabulce jsou vykresleny závislosti kinematické viskozity na teplotě pro dané složky. [11] Vzniklé body jsou proloženy křivkami, ze kterých jsou níže vypsány polynomy 6. stupně, pro zajištění dostatečné přesnosti výpočtu.



$$\text{CO}_2: \nu_{\text{CO}_2} \cdot 10^6 = -7,7778 \cdot 10^{-16} \cdot t^6 + 1,7628 \cdot 10^{-12} \cdot t^5 - 1,48355 \cdot 10^{-9} \cdot t^4 + 5,4385 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 - 1,7737 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 5,2 \cdot 10^{-2} \cdot t + 7,2781$$

$$\text{N}_2: \nu_{\text{N}_2} \cdot 10^6 = 2,0833 \cdot 10^{-16} \cdot t^6 - 4,3429 \cdot 10^{-13} \cdot t^5 + 3,3814 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 - 1,3998 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 1,1862 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 8,1267 \cdot 10^{-2} \cdot t + 1,3299 \cdot 10^1$$

$$\text{O}_2: \nu_{\text{O}_2} \cdot 10^6 = 6,25 \cdot 10^{-16} \cdot t^6 - 1,4503 \cdot 10^{-12} \cdot t^5 + 1,2307 \cdot 10^{-9} \cdot t^4 - 4,8504 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 1,7944 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 8,0803 \cdot 10^{-2} \cdot t + 1,36 \cdot 10^1$$

$$\mathbf{SO_2:} \quad \mathbf{v_{SO_2} \cdot 10^6 = -1,3333 \cdot 10^{-15} \cdot t^6 + 2,7541 \cdot 10^{-12} \cdot t^5 - 2,1914 \cdot 10^{-9} \cdot t^4 + 8,3567 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 - 1,0546 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 4,0751 \cdot 10^{-2} \cdot t + 4,2204}$$

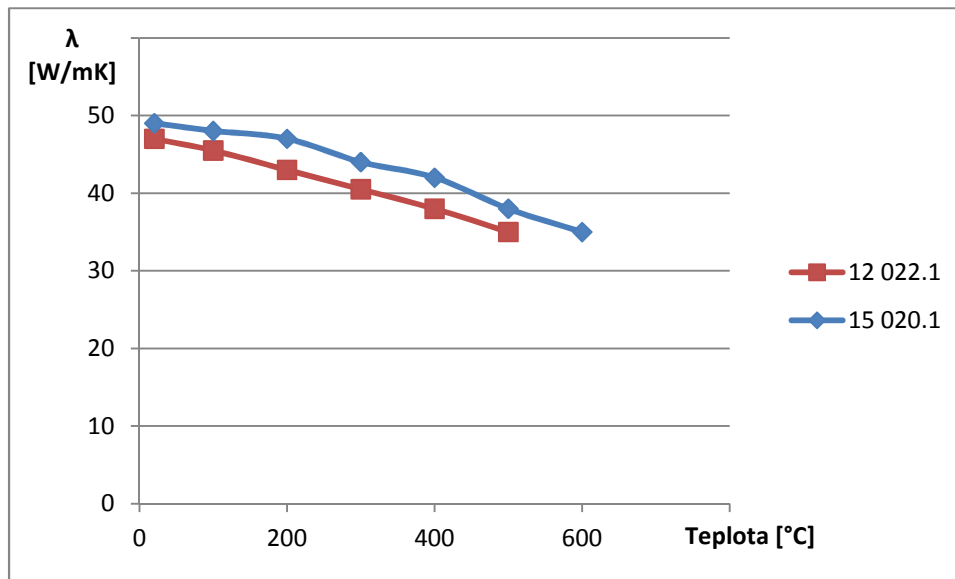
$$\mathbf{H_2O:} \quad \mathbf{v_{H_2O} \cdot 10^6 = -1,5278 \cdot 10^{-15} \cdot t^6 + 3,375 \cdot 10^{-12} \cdot t^5 - 2,9653 \cdot 10^{-9} \cdot t^4 + 1,3229 \cdot 10^{-6} \cdot t^3 - 1,3519 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 1,2893 \cdot 10^{-1} \cdot t + 7,7}$$

$$\mathbf{Ar:} \quad \mathbf{v_{Ar} \cdot 10^6 = -8,75 \cdot 10^{-15} \cdot t^6 + 1,4542 \cdot 10^{-11} \cdot t^5 - 8,9792 \cdot 10^{-9} \cdot t^4 + 2,5063 \cdot 10^{-6} \cdot t^3 - 2,243 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 9,29833 \cdot 10^{-2} \cdot t + 1,18 \cdot 10^1}$$

**Příloha č. 6** Polynomy pro výpočet měrné tepelné vodivosti materiálu trubek

Teplota [°C]	20	100	200	300	400	500	600
<b>Materiál 12022.1 (16Mo3)</b>	47	45,5	43	40,5	38	35	-
<b>Materiál 15 020.1 (P265GH)</b>	49	48	47	44	42	38	35

Z hodnot uvedených v tabulce jsou vyneseny body měrné tepelné vodivosti daných materiálů v závislosti na teplotě. [19], [20] Vzniklé body jsou proloženy křivkami, ze kterých jsou níže vypsány polynomy 5. a 6. stupně, pro zajištění dostatečné přesnosti výpočtu.



$$\mathbf{12\ 022.1: \quad \lambda_{12022.1} = 2,4584 \cdot 10^{-13} \cdot t^5 - 5,7709 \cdot 10^{-10} \cdot t^4 + 4,1729 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 - 1,2823 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 - 7,8473 \cdot 10^{-3} \cdot t + 4,7205 \cdot 10^1}$$

$$\mathbf{15\ 020.1: \quad \lambda_{15020.1} = 3,4792 \cdot 10^{-14} \cdot t^6 - 6,3064 \cdot 10^{-11} \cdot t^5 + 4,3387 \cdot 10^{-8} \cdot t^4 - 1,4072 \cdot 10^{-5} \cdot t^3 + 2,1253 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 1,3974 \cdot 10^{-1} \cdot t + 5,1051 \cdot 10^1}$$