



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PARNÍ KOTEL

STEAM BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Skoupý

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Jan Skoupý
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Akademický rok:	2018/19

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 kotel

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Parní kotel je určen k výrobě syté páry o tlaku 6 bar(g) pro technologické účely.

K dispozici jsou spaliny z kogenerační jednotky bioplynové stanice o teplotě 440 °C. Maximální možná teplota spalin je 490 °C. Průtok spalin je 0,8 m³/s.

Cíle diplomové práce:

- Tepelný návrh zařízení
- Aerodynamický návrh spalinových cest
- Sestavení schématu kotelny
- Vytipování hlavních částí kotelny (určení hlavních parametrů jednotlivých uzlů/částí, zajištění katalogových listů pro hlavní komponenty)
- Sestavný výkres kotle

Seznam doporučené literatury:

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 9788001037577.

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 9788021447707.

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.

ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983. Technický průvodce.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato práce je zaměřena na návrh parního kotle jako doplněk pro kogenerační jednotku bioplynové stanice. Hlavní myšlenkou je využití odpadního tepla spalin na výrobu technologické páry o daných parametrech. Práce zahrnuje výpočet tepla neseného ve spalinách a následně výpočet teplosměnných ploch. V dalších částech této práce je nutno ověřit aerodynamickou ztrátu zařízení, či tloušťku stěn jednotlivých částí, prostřednictvím pevnostního výpočtu. Z těchto výpočtů je zpracováno schéma kotelny spolu se sestavnými výkresy vypočtených zařízení.

Klíčová slova

kogenerační jednotka, bioplyn, spaliny, odpadní teplo, výparník, ekonomizér, entalpie, pára pinch-point

ABSTRACT

This thesis is focused on the design of steam boiler like a supplement for cogeneration unit of biogas plant. The main idea is to use a waste heat from the exhaust gasses to produce a technological steam of required parameters. The thesis contains of a calculation an amount of the heat in exhaust gasses and a heat exchange surface. An Aerodynamic loss and a wall thickness of the boilers are verified by strength calculation in the next parts of this thesis. At the end of this thesis are made projection drawings and diagram, which are made of the calculations.

Key words

cogeneration unit, biogas, exhaust gasses, waste heat, evaporator, economizer, enthalpy, steam pinch-point,

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKOUPÝ, Jan. *Parní kotel*. Brno, 2019. 71 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116897>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Zdeněk Skála.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Parní kotel** vypracoval(a) samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně 24.5.2019

Datum

Bc. Jan Skoupy

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Stanislavu Kramlovi za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce a také doc. Ing. Zdeňku Skálovi za vedení při vypracování této závěrečné práce.

OBSAH

1	ÚVOD.....	15
2	Rozbor zadání.....	16
2.1	Charakteristika bioplynu.....	16
2.2	Kogenerační jednotka.....	16
2.3	Kotle na odpadní teplo.....	17
2.4	Rozbor zadaných veličin.....	18
2.4.1	Volba kotle.....	18
2.4.2	Teplota napájecí vody.....	18
3	Stechiometrie spalování bioplynu v kogenerační jednotce.....	20
3.1	Složení bioplynu.....	20
3.2	Výpočet minimálního množství vzduchu.....	20
3.3	Minimální objem spalin (teoretický).....	21
3.4	Skutečný objem spalin.....	21
3.5	Složení spalin.....	22
4	Určení potřebných teplot a výkonu.....	25
4.1	Průběh teplot spalin a vody.....	25
4.2	Určení vlastností bodů kotelní vody (páry).....	25
4.3	Entalpie spalin.....	26
4.4	Ztráta sáláním.....	27
4.5	Parní výkon kotle.....	27
4.6	Entalpie a teplota spalin na výstupu z kotle.....	28
5	Tepelný návrh výparníku.....	29
5.1	Návrh rozměru trubek.....	29
5.2	Počet trubek.....	29
5.3	Součinitel přestupu tepla.....	30
5.4	Součinitel prostupu tepla.....	32
5.5	Teplosměnná plocha.....	32
6	Tepelný návrh ekonomizéru.....	35
6.1	Návrh rozměru trubek.....	35
6.2	Počet trubek.....	35
6.3	Součinitel přestupu tepla.....	36
6.4	Součinitel prostupu tepla.....	37
6.5	Teplosměnná plocha.....	38
7	Konstrukce kotle.....	40
7.1	Rozložení trubek ve výparníku.....	40
7.2	Rozložení trubek ekonomizéru.....	41
8	Aerodynamická ztráta kotle.....	42
8.1	Tlaková ztráta přívaděcího potrubí.....	42
8.2	Tlaková ztráta výparníku.....	44

8.2.1	Ztráta třením v trubkách	44
8.2.2	Místní ztráty	44
8.2.3	Celková tlaková ztráta	46
8.3	Tlaková ztráta převáděcího potrubí	46
8.4	Tlaková ztráta ekonomizéru	47
8.4.1	Ztráta třením v trubkách	47
8.4.2	Místní ztráty	48
8.4.3	Celková tlaková ztráta	48
8.5	Tlaková ztráta v armaturách	48
8.6	Tlaková ztráta kotelního celku	49
9	Pevnostní výpočet kotle	50
9.1	Pevnostní výpočet výparníku	50
9.1.1	Výpočet tloušťky stěny trubek	50
9.1.2	Výpočet tloušťky stěny kotelního pláště	51
9.1.3	Výpočet tloušťky stěny trubkovnic	52
9.1.4	Maximální velikost odbočky v plášti	53
9.2	Pevnostní výpočet ekonomizéru	54
9.2.1	Výpočet tloušťky stěny trubek	54
9.2.2	Výpočet tloušťky stěny pláště ekonomizéru	55
9.2.3	Výpočet tloušťky stěny trubkovnic	56
9.2.4	Maximální velikost odbočky v plášti	56
10	Vybavení kotelního celku	58
10.1	Výparník	58
10.1.1	Úrovně hladiny ve výparníku	59
10.2	Ekonomizér	61
10.3	Další potřebné zařízení pro chod kotelny	62
10.3.1	Napájecí nádrž a chemická úprava vody	62
10.3.2	Čerpadlo	62
10.3.3	Parní rozdělovač	62
10.3.4	Doprava kondenzátu	62
11	Schéma kotelny	63
12	Závěr	64
13	Seznam použitých zdrojů	65
14	Seznam použitých symbolů a zkratk	67
15	Seznamy	71
15.1	Seznam příloh	71
15.2	Seznam obrázků	71
15.3	Seznam tabulek	71

1 ÚVOD

Nárůst spotřeby energie (elektrické a tepelné), a také přitvrzování emisních limitů by do budoucna měl přinést větší využití menších decentralizovaných energetických zdrojů vyrábějících jak elektrickou, tak tepelnou energii pro vytápění. Jedním z těchto zdrojů jsou i bioplynové stanice.

Bioplynové stanice vyrábějící elektrickou energii s pomocí kogenerační jednotky vyrábí také tzv. odpadní teplo. Jedná se o teplo ve spalínách odcházejících z kogenerační jednotky, spaliny zde dosahují teplot okolo 400-500 °C. Toto teplo lze ještě zužítkovat pro výrobu páry, ta může být použita k technologickým účelům, či k vytápění přilehlých objektů (domů nebo průmyslových objektů). Tím dojde i ke zvýšení účinnosti celku bioplynové stanice a nebude zmařena část energie bioplynu vypuštěním teplých spalín komínem. Tímto způsobem může být efektivně využita energie z rostlinných produktů nebo zejména z živočišných odpadů a kalů z ČOV. Nemusí tak docházet ke spalování fosilních paliv při vytápění.

V této práci je navrhován parní kotel na odpadní teplo z kogenerační jednotky spalující bioplyn pro výrobu syté páry o tlaku 6 bar(g) a teplotě 165 °C. Parní kotel je proveden formou žárotrubnatého kotle a skládá se ze dvou samostatně stojících zařízení, z ekonomizéru a z výparníku. Ty je následně nutné doplnit i o ostatní nutné zařízení pro chod této kotelny jako napájecí nádrž, čerpadla a jiné příslušenství. Vyrobená pára z tohoto kotle může být využita k technologickým účelům bioplynové stanice (např. vytápění fermentorů) nebo k jiným průmyslovým účelům, či k vytápění jiných budov prostřednictvím CZT (centrálního zásobování teplem).

2 Rozbor zadání

Cílem této diplomové práce je navrhnout parní kotel na odpadní teplo z kogenerační jednotky spalující bioplyn, je tedy nutné se v první řadě zamyslet nad touto problematikou z hlediska typu parního kotle.

2.1 Charakteristika bioplynu

Bioplyn je plynná látka vznikající anaerobním rozkladem (fermentací) ze zředěných živočišných exkrementů, kalů z ČOV nebo z rostlinné biomasy či jiných odpadů. Zbytkovým produktem procesu fermentace je tekutý odpad („fugát“) či pevný odpad („digestát“). Ty lze často využít jako hnojiva v zemědělství. [1; 2]

Hlavním produktem je směs plynů (bioplyn), ta je tvořena z většiny metanem a oxidem uhličitým. Dalšími složkami této směsi je vodní pára, kyslík, dusík, síra a jiné. Výhřevnost plynu se odvíjí od jeho složení a pohybuje se v rozmezí 17-23 MJ/m³. [1; 2]

Tabulka 1 – Složení bioplynu [1]

složka	zastoupení v % objemu
metan CH_4	50-80
oxid uhličitý CO_2	20-42
vodní pára H_2O	0-10
kyslík O_2	0-5
dusík N_2	0-2

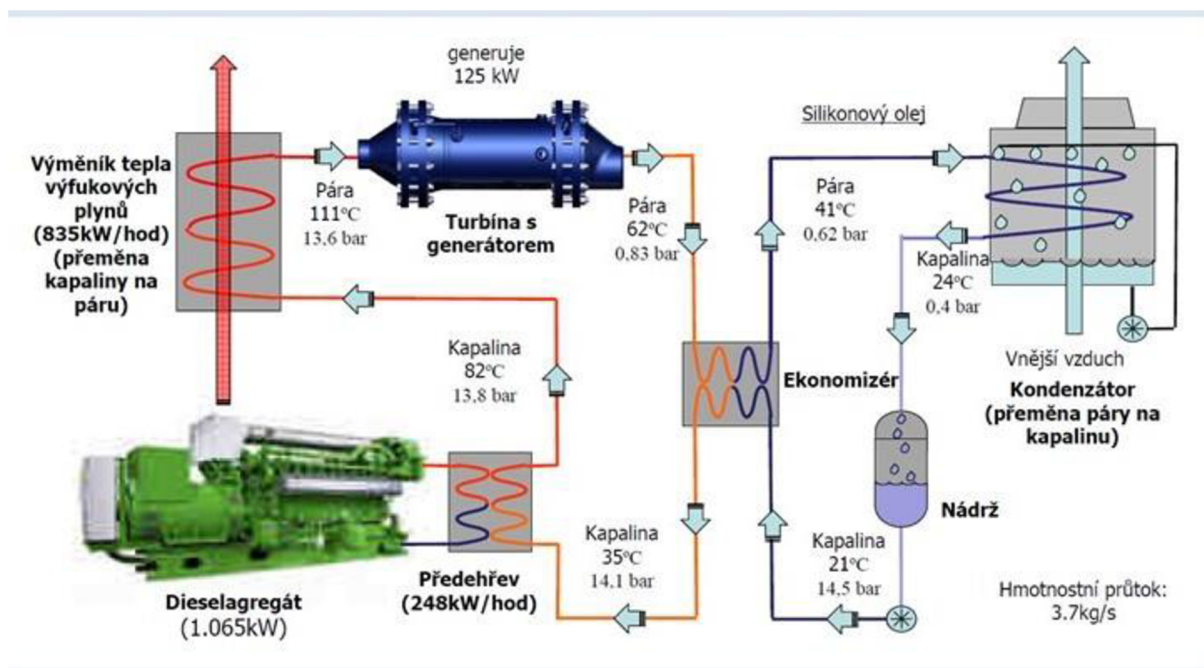
Podíl jednotlivých složek je závislý zejména na druhu použité látky pro fermentaci, na teplotě (ta je určena druhem bakterií rozkládajících odpad), na vlhkosti látky (alespoň 50 %) a pH látky 6,5-7,5 a nakonec na promíchávání a odplynění látky. [1]

Výroba, ve většině případu i spalování bioplynu, je prováděna na bioplynových stanicích. Spalování bioplynu je zpravidla zprostředkováno kogeneračními jednotkami, případně doplněnými o parní kotle na odpadní teplo. Výstupem je elektrická energie z kogenerační jednotky, nebo také z turbíny a tepelná energie sloužící jak k vytápění jiných objektů či k ohřevu vlastních fermentačních nádrží. [3]

2.2 Kogenerační jednotka

Zařízení sloužící k současné výrobě tepla a elektrické energie, je sestaveno ze spalovacího motoru (pístového), přestavěného na spalování plynu a elektrického generátoru. Zážeh plynu způsobí obrovský nárůst teploty, menší část z této tepelné energie je přeměněna na energii mechanickou a převedena do generátoru. Zbývá část energie je ve formě tepla spalín, nebo ve formě tepla vzniklého chlazením motoru. Spaliny odcházející z motoru mohou dosahovat i 500 °C, lze je tedy využít buď pro ohřev vody, nebo k výrobě páry. Schéma takového celku je znázorněno na Obrázek 1 (na následující straně). [4]

Velké energetické celky plnící funkci kogenerační jednotky jsou tzv. teplárny.



Obrázek 1 – Příklad schématu kogenerační jednotky s turbínou [17]

2.3 Kotle na odpadní teplo

Kotle na odpadní teplo (spalinové) jsou kotle bez spalovací komory, ve které hoří palivo. Tyto zařízení používají pouze fyzické teplo spalin, které nebyly dokonale vychlazeny. Používají se tedy často v průmyslových zařízeních, či jako součást za plynovými turbínami nebo kogeneračními jednotkami. Teplota spalin na výstupu u těchto spalovacích zařízení může dosahovat až 1000°C. [2]

Teplosměnné plochy jsou oproti klasickým kotlům s ohništěm rozdílné, zpravidla se jedná o svazky trubek. Není zde totiž potřeba používat složité membránové stěny výparníku. Taktéž se mění pořadí teplosměnných ploch, první plochou bývá přehřívák. Kvůli nižší teplotě spalin je ho třeba předřadit před výparník. [2]

Kotle dle množství vody lze dělit na:

- vodotrubnaté – s relativně malým obsahem vody
- velkoprostorové (plamenco-žárové) – s relativně velkým obsahem vody

Typ tohoto kotle se volí zejména podle požadovaných parametrů páry. Ve **vodotrubnatém** kotli proudí voda uvnitř trubek a spaliny vně, mají tedy nižší cirkulační číslo. Jejich konstrukce spočívá ve vnoření svazků trubek do spalinového kanálu. Mají lepší přestup tepla, a větší výkon na menší plochu než velkoprostorové kotle. Pára v nich může dosahovat vyšších tlaků a teplot, jsou však náročnější na regulaci a údržbu. **Velkoprostorové** kotle mají odlišnou konstrukci, spaliny proudí uvnitř trubek a voda vně. Jedná se o kotelní válec naplněný vodou, v kterém jsou umístěny plamence či žárové trubky. Výsledkem je tvorba syté nebo mírně přehřáté páry (při vložení přehříváku). Mají nízký výkon na plochu a velké cirkulační číslo, to způsobuje velmi konstantní tvorbu páry i při výkyvech tepelného výkonu. Velikostí se uplatňují cca do 50 MW. [2]

2.4 Rozbor zadaných veličin

Pro výpočet kotle byly zadány veličiny:

- tlak *syté* páry na výstupu z kotle – $p = 6 \text{ bar}(g)$
- teplota spalin z kogenerační jednotky na bioplyn – $t_{sp} = 440 \text{ °C}$ (max 490 °C)
- průtok spalin – $\dot{V}_{SP} = 0,8 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$.

Pro výpočet kotle je dále potřeba určit:

- teplotu napájecí vody – t_{NV}
- teplotu páry na výstupu – t_p
- entalpii spalin
- parní výkon – M_p

2.4.1 Volba kotle

Z hlediska požadavků na páru (pouze sytá pára) a zařazení za kogenerační jednotku na bioplyn je rozumné použít velkoprostorový kotel. Kvůli jeho výhodám:

- malá změna teploty a tlaku páry při kolísání teploty spalin (způsobeno velkým akumulacním číslem – velké množství vody v kotli)
- jednoduchá a kompaktní konstrukce, snadná údržba (čištění, kontroly těsnosti)
- nižší cena kotle oproti kotli vodotrubnatému. [2]

Hlavní nevýhodou tohoto kotle je zdlouhavé najíždění a velké tepelné ztráty při najíždění a odstávce. Ty lze v případě užití do bioplynové stanice zanedbat. Bere se v úvahu, že kogenerační jednotka v tomto provozu pojede tzv. non-stop, s výjimkou odstávek kvůli opravám či kontrolám. [2]

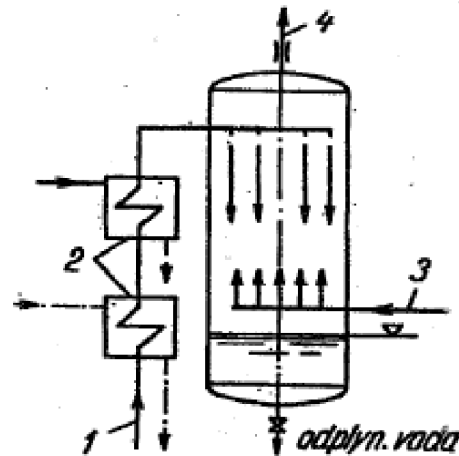
2.4.2 Teplota napájecí vody

Kvalita napájecí vody má zásadní vliv na účinnost tepelného zařízení, dále tedy na spolehlivost, ekologickou zátěž a hospodárnost provozu zařízení. Z praktického hlediska se jedná zejména o korozi kovových částí a zanášení pomocí nánosů usazujících se solí. Nánosy solí způsobují snížení přestupu tepla ze spalin do vody (páry). Z tohoto hlediska je potřeba napájecí vodu zbavit solí a plynů. [5]

Velkoprostorové kotle lze provozovat oproti kotlům vodotrubnatým i s nízkým obsahem solí v kotelní vodě. K usazování solí zde dochází ve velmi malé míře, a to díky účinnému odluhu tohoto typu kotle. Úprava koncentrace solí pak záleží na kvalitě doplňované vody. [6]

Voda při kontaktu se vzduchem (např. různými netěsnostmi nebo doplňováním nové vody) pohlcuje kyslík, dusík, oxid uhličitý a další plynné prvky ze vzduchu. Dusík je neškodnou příměsí, jedná se o netečný plyn. Oxid uhličitý a kyslík však způsobují korozi zařízení, je nutné je odstranit z kotelní vody. Nejčastějším způsobem odstranění těchto prvků je u malých kotlů termické odplynění. Mezi důležitá kritéria ovlivňující účinnost termického odplynění patří:

- konstrukce odplyňovacího zařízení
- teplota odplyňované vody
- přetlak parního polštáře. [5; 7]



1 – přívod vody, 2 – ohříváky na teplotu blízkou varu, 3 – přívod páry, 4 – odvod plynů
Obrázek 2 – schéma termického odplynění [7]

U kotlů nízkých tlaků (do 2,5 MPa) není nutno používat regeneračních ohříváků (NTO a VTO) napájecí vody. Proto je **teplota napájecí vody** určena minimální teplotou účinného odplynění (termického odplyňování) a rovná se tedy teplotě odplyňované vody, to je **105 °C**. [5; 7]

3 Stechiometrie spalování bioplynu v kogenerační jednotce

Pro výpočet kotle na odpadní teplo je nutné získat informace o tepelném obsahu spalin. V první řadě je potřeba vypočítat složení spalin ze stochiometrie spalování a následně určit jejich tepelný obsah.

3.1 Složení bioplynu

Složení bioplynu nebylo určeno v zadání této práce, je tedy použito složení z odborné literatury [2]. Bioplyn je před vstupem do spalovací komory vysušen, podíl vody je nulový.

Tabulka 2 – Bioplyn o výhřevnosti 20 MJ/m_n^3 [2]

	zastoupení složek v bioplynu [%]	objemové koncentrace na 1 m^3 suchého plynu, ω [$\text{m}_{\text{složky}}^3/\text{m}^3$]
CH_4	66	0,66
CO_2	25	0,25
CO	3	0,03
H_2	2	0,02
N_2	2	0,02
O_2	1	0,01
H_2S	1	0,01

3.2 Výpočet minimálního množství vzduchu

Při dokonalém spalování 1 m^3 plynného paliva a při přebytku vzduchu $\alpha = 1$ lze použít pro výpočet minimálního množství kyslíku rovnici [2]:

$$V_{O_2 \min} = 0,4997 \cdot (\omega_{H_2} + \omega_{CO}) + 0,9995 \cdot \left(X + \frac{Y}{4}\right) \cdot \omega_{C_X H_Y} + 1,5 \cdot \omega_{H_2 S} - \omega_{O_2} \quad 3.1$$

$$V_{O_2 \min} = 0,4997 \cdot (0,02 + 0,03) + 0,9995 \cdot \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 0,66 + 1,5 \cdot 0,01 - 0,01$$

$$V_{O_2 \min} = 1,35 \frac{\text{m}_{O_2}^3}{\text{m}_{pal}^3}$$

Z množství potřebného kyslíku lze vypočítat množství potřebného suchého vzduchu:

$$V_{vz \min}^S = \frac{100}{21} \cdot V_{O_2 \min} = \frac{100}{21} \cdot 1,35 = 6,43 \frac{\text{m}_S^3 \text{ vzd}}{\text{m}_{pal}^3} \quad 3.2$$

Atmosférický vzduch vždy obsahuje vlhkost (vodní páru) proto je nutné množství vzduchu upravit o tuto veličinu, minimální množství vlhkého vzduchu je:

$$V_{vz \min} = f \cdot V_{vz \min}^S \left[\frac{\text{m}_{vzd}^3}{\text{m}_{pal}^3}\right] \quad 3.3$$

Kde f je faktor vyjadřující zvětšení objemu suchého vzduchu o objem vodní páry, pro danou teplotu a relativní vlhkost vzduchu. Pro běžné klimatické podmínky lze volit $f = 1,016$, to odpovídá přibližné relativní vlhkosti 70 % a teplotě $20 \text{ }^\circ\text{C}$. [8; 2]

Po dosazení do rovnice 3.3 je minimální množství vlhkého vzduchu:

$$V_{vz\ min} = f \cdot V_{vz\ min}^S = 1,016 \cdot 6,43 = 6,53 \frac{m^3_{vzd}}{m^3_{pal}} \quad 3.4$$

3.3 Minimální objem spalin (teoretický)

Minimální objem spalin vzniká při dokonalém spálení 1 m³ suchého plynu s vlhkým vzduchem a přebytkem vzduchu $\alpha = 0$. [2]

Oxid uhličitý:

$$V_{CO_2} = \omega_{CO_2} + 0,9937 \cdot (\omega_{CO} + X\omega_{C_XH_Y}) + 0,0003 \cdot V_{vz\ min}^S$$

$$V_{CO_2} = 0,25 + 0,9937 \cdot (0,03 + 1 \cdot 0,66) + 0,0003 \cdot 6,43 = 0,9376 \frac{m^3}{m^3_{pal}} \quad 3.5$$

Dusík:

$$V_{N_2} = \omega_{N_2} + 0,7805 \cdot V_{vz\ min}^S = 0,02 + 0,7805 \cdot 6,43 = 5,0350 \frac{m^3}{m^3_{pal}} \quad 3.6$$

Argon:

$$V_{Ar} = \omega_{Ar} + 0,0092 \cdot V_{vz\ min}^S = 0 + 0,0092 \cdot 6,43 = 0,0591 \frac{m^3}{m^3_{pal}} \quad 3.7$$

Oxid siřičitý:

$$V_{SO_2} = \omega_{SO_2} = 0,01 \frac{m^3}{m^3_{pal}} \quad 3.8$$

Objem vodní páry ve spalinách vzniklý stechiometrickým spálením bioplynu s vlhkým vzduchem (bioplyn je vysušený, neobsahuje vlhkost):

$$V_{H_2O} = \omega_{H_2O} + \omega_{H_2} + \frac{Y}{2} \omega_{C_XH_Y} + (f - 1) \cdot V_{vz\ min}^S$$

$$V_{H_2O} = 0 + 0,02 + \frac{4}{2} \cdot 0,66 + (1,016 - 1) \cdot 6,43 = 1,4428 \frac{m^3}{m^3_{pal}} \quad 3.9$$

Minimální objem spalin je dán součtem všech složek:

$$V_{sp\ min} = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{Ar} + V_{SO_2} + V_{H_2O}$$

$$V_{sp\ min} = 0,9376 + 5,0350 + 0,0591 + 0,01 + 1,4428 = 7,4845 \frac{m^3}{m^3_{pal}} \quad 3.10$$

3.4 Skutečný objem spalin

Při skutečném spalování nedojde k dokonalému promísení paliva a okysličovadla (zpravidla vzduch). Proto je nutné spalovat s tzv. přebytkem vzduchu, který zabrání nedokonalému spálení paliva a vzniku jedovatého oxidu uhelnatého. Přebytek narůstá s nedokonalostí promísení paliva a okysličovadla, nebo s obtížností spalování daného paliva. Je tedy nutné přepočítat objem spalin pro přebytek spalovacího vzduchu.

Přebytek spalovacího vzduchu je dán rovnicí:

$$\alpha = \frac{V_{vz\ sk}}{V_{vz\ min}} \quad 3.11$$

kde $V_{vz\ sk}$ je skutečné množství vzduchu.

U kogeneračních jednotek tvořenými upraveným spalovacím motorem z automobilového průmyslu se používá chudé směsi paliva. Neboli spalování probíhá s přebytkem vzduchu v rozmezí 1,2 – 1,35. [9] Pro další výpočet je navržena **hodnota 1,3**.

Skutečný objem spalín je:

$$V_{sp} = V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} = 7,4845 + (1,3 - 1) \cdot 6,53 = 9,44 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.12$$

3.5 Složení spalín

Objem spalín vycházející z kogenerační jednotky je určen v rovnici 3.12. Pro výpočet parního kotle, je potřeba tepelný obsah těchto spalín. Jako první ale je nutné vypočítat objemové zastoupení jednotlivých složek ve spalínách. Objemové složení spalín je dáno součtem stechiometrického složení složky spalín z paliva a složky z přebytku vlhkého vzduchu přiváděného do hoření.

Jako první krok je třeba určit množství přebytku vzduchu na jednotku paliva:

$$V_{\alpha} = (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min} = (1,3 - 1) \cdot 6,53 = 1,927 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.13$$

Atmosférický vzduch přiváděný do spalování má složení:

Tabulka 3 – Složení atmosférického vzduchu [10]

Složka	Zastoupení jednotlivé složky	
	[%]	[-]
N_2	78,09	0,7809
O_2	20,95	0,2095
CO_2	0,03	0,0003
Ar	0,93	0,0093

Toto složení je vztaženo na jednotku suchého vzduchu, dále je potřeba pro výpočet složení spalín přepočítat objemové složení vzduchu na jednotku paliva (vynásobit množstvím spalovacího suchého vzduchu):

$$V_{N_2}^{vzS} = 0,7809 \cdot V_{vz\ min}^S = 0,7809 \cdot 6,43 = 5,0176 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.14$$

$$V_{O_2}^{vzS} = 0,2095 \cdot V_{vz\ min}^S = 0,2095 \cdot 6,43 = 1,3461 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.15$$

$$V_{CO_2}^{vzS} = 0,0003 \cdot V_{vz\ min}^S = 0,0003 \cdot 6,43 = 0,0019 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.16$$

$$V_{Ar}^{vzS} = 0,0093 \cdot V_{vz\ min}^S = 0,0093 \cdot 6,43 = 0,0597 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.17$$

Objemový zlomek jednotlivých složek zastoupených ve vlhkém vzduchu vháněném ke spalování je:

$$x_{N_2}^{vz} = \frac{V_{N_2}^{vzS}}{V_{vz \min}} = \frac{5,0176}{6,53} = 0,7686 \quad 3.18$$

$$x_{O_2}^{vz} = \frac{V_{O_2}^{vzS}}{V_{vz \min}} = \frac{1,3461}{6,53} = 0,2062 \quad 3.19$$

$$x_{CO_2}^{vz} = \frac{V_{CO_2}^{vzS}}{V_{vz \min}} = \frac{0,0019}{6,53} = 0,0003 \quad 3.20$$

$$x_{Ar}^{vz} = \frac{V_{Ar}^{vzS}}{V_{vz \min}} = \frac{0,0597}{6,53} = 0,0092 \quad 3.21$$

$$x_{H_2O}^{vz} = \frac{(f - 1) \cdot V_{vz \min}^S}{V_{vz \min}} = \frac{(1,016 - 1) \cdot 6,43}{6,53} = 0,0157 \quad 3.22$$

Následně je vynásoben přebytkem vzduchu a je získáno objemové množství jednotlivých složek právě v přebytku vzduchu.

$$V_{N_2}^\alpha = x_{N_2}^{vz} \cdot V_\alpha = 0,7686 \cdot 1,927 = 1,5053 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.23$$

$$V_{O_2}^\alpha = x_{O_2}^{vz} \cdot V_\alpha = 0,2062 \cdot 1,927 = 0,4038 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.24$$

$$V_{CO_2}^\alpha = x_{CO_2}^{vz} \cdot V_\alpha = 0,0003 \cdot 1,927 = 0,0006 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.25$$

$$V_{Ar}^\alpha = x_{Ar}^{vz} \cdot V_\alpha = 0,0092 \cdot 1,927 = 0,0179 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.26$$

$$V_{H_2O}^\alpha = x_{H_2O}^{vz} \cdot V_\alpha = 0,0157 \cdot 1,927 = 0,0308 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.27$$

Následuje sečtení objemového množství z přebytku vzduchu a ze spalin (např. pro vodík jsou to rovnice 3.6 a 3.23). Tímto součtem je získáno celkové objemové množství dané složky ve spalinách. Toto množství je vztažené na jednotku paliva.

$$V_{N_2}^{celk} = V_{N_2}^\alpha + V_{N_2} = 1,5053 + 5,0350 = 6,5403 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.28$$

$$V_{O_2}^{celk} = V_{O_2}^\alpha = 0,4038 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.29$$

$$V_{CO_2}^{celk} = V_{CO_2}^\alpha + V_{CO_2} = 0,0006 + 0,9376 = 0,9382 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.30$$

$$V_{Ar}^{celk} = V_{Ar}^{\alpha} + V_{Ar} = 0,0179 + 0,0591 = 0,0770 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.31$$

$$V_{H_2O}^{celk} = V_{H_2O}^{\alpha} \cdot V_{H_2O} = 0,0308 + 1,4428 = 1,4736 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.32$$

$$V_{SO_2}^{celk} = V_{SO_2} = 0,01 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.33$$

U kyslíku je pouze složka z přebytku vzduchu, protože při stechiometrickém spálení směsi paliva a vzduchu nezůstane žádný volný kyslík. Oxid siřičitý má rovněž jen jednu složku a to proto, že se nevyskytuje ve vzduchu.

Z celkových objemů jednotlivých složek ve spalinách, je určen jejich objemový zlomek, a to tak, že je jednotlivé složky jsou poděleny celkovým objemem spalin.

$$V_{sp\ celk} = \sum V_i^{celk} = 9,4429 \frac{m^3}{m_{pal}^3} \quad 3.34$$

Kde za $V_i^{celkove}$ jsou dosazeny jednotlivé složky spalin. Výsledek nám pak odpovídá i výsledku z výpočtu minimálního objemu spalin, rovnice 3.12.

$$x_{N_2} = \frac{V_{N_2}^{celk}}{V_{sp\ celk}} = \frac{6,5403}{9,4429} = 0,693[-] \quad 3.35$$

$$x_{O_2} = \frac{V_{O_2}^{celk}}{V_{sp\ celk}} = \frac{0,4038}{9,4429} = 0,043[-] \quad 3.36$$

$$x_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}^{celk}}{V_{sp\ celk}} = \frac{0,9382}{9,4429} = 0,099[-] \quad 3.37$$

$$x_{Ar} = \frac{V_{Ar}^{celk}}{V_{sp\ celk}} = \frac{0,0770}{9,4429} = 0,008[-] \quad 3.38$$

$$x_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^{celk}}{V_{sp\ celk}} = \frac{1,4736}{9,4429} = 0,156[-] \quad 3.39$$

$$x_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}^{celk}}{V_{sp\ celk}} = \frac{0,01}{9,4429} = 0,001[-] \quad 3.40$$

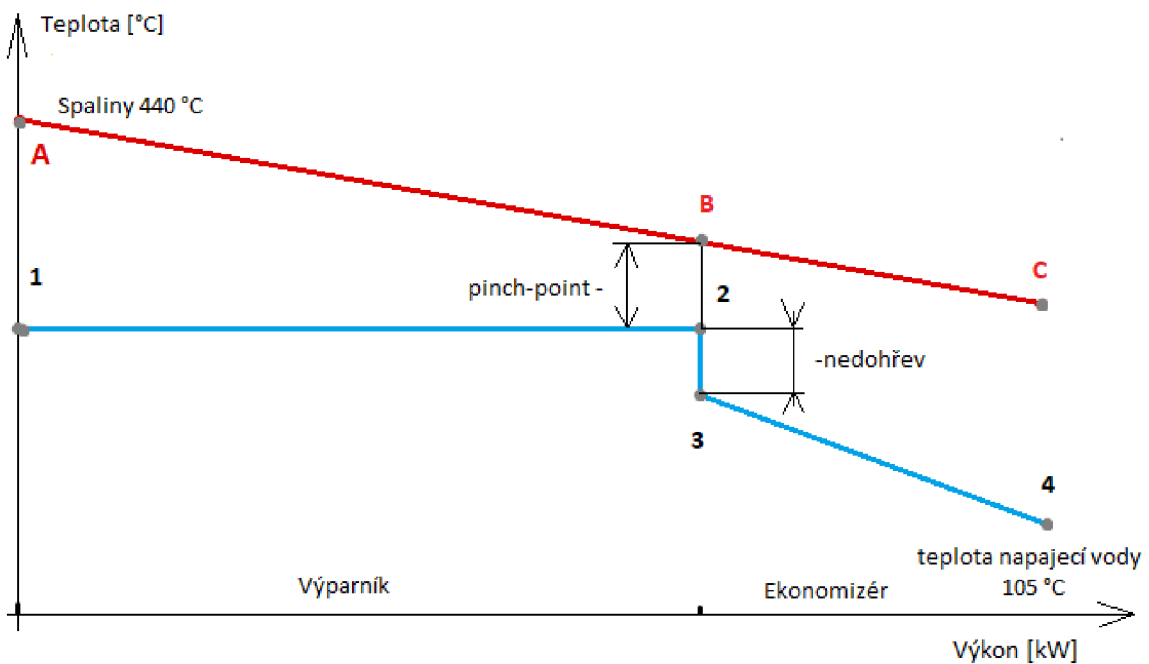
Tabulka 4 – Složení spalin

Složky spalin	N ₂	O ₂	CO ₂	Ar	H ₂ O	SO ₂
[-]	0,693	0,043	0,099	0,008	0,156	0,001
[%]	69,3	4,3	9,9	0,8	15,6	0,1

4 Určení potřebných teplot a výkonu

4.1 Průběh teplot spalin a vody

Průběh teplot (pokles teploty spalin a vzrůst teploty vody) znázorňuje tzv. pilový diagram. Ten je důležitý pro znázornění teplotních diferencí mezi vodou a spalinami (pinch-point), případně vodou v ekonomizéru a výparníku. Pro návrh kotle je důležité určit tzv. pinch-point, v praxi se kotlů na odpadní teplo navrhuje v rozmezí 9-15 °C. Zvolená hodnota výrazně ovlivňuje velikost výparníku kotle, a taktéž jeho účinnost. S klesající hodnotou roste účinnost kotle, avšak roste i velikost výparníku. S rostoucí hodnotou pak naopak. Pro tuto práci je navržený **pinch-point 10 °C**. [2]



Obrázek 3 – Pilový diagram kotle (průběh teplot)

Rovněž je důležitým bodem rozdíl teploty na výstupu z ekonomizéru a vstupu do výparníku (někdy nazýván jako nedohřev), u neodpařovacích ekonomizérů se pohybuje v rozmezí 20-30 °C pod bodem varu vody. Důležité je, aby nedocházelo k varu vody v ekonomizéru, a tedy jeho poškození. **Nedohřev** v ekonomizéru je navržen na **25 °C**. [2]

4.2 Určení vlastností bodů kotelní vody (páry)

Jednotlivé body jsou určeny jednak ze zadání a dále z výše navrhnutých parametrů s pomocí odborné literatury. Dopčet neznámých veličin (tlaku, teploty, entalpie či suchosti) byl proveden s pomocí programu X-steam (parních tabulek).

- **Bod 1** - jedná se o technologickou páru na výstupu z kotle
- $x_1 = 1$ – jedná se o sytou páru určenou zadáním
- $p_1 = 6 \text{ bar (g)} = 0,101325 + 0,6 = 0,701325 \text{ MPa}$ – zadaný tlak přepočtený z relativního tlaku na tlak absolutní (přičten tlak atmosférický)
- $t_1 = 165,03 \text{ °C}$ – teplota dopočítaná z tlaku a suchosti s pomocí X-steam
- $I_1 = 2762,80 \text{ kJ/kg}$ – entalpie dopočítaná z tlaku a suchosti s pomocí X-steam

- **Bod 2** – ve výparníku dochází k vypařování vody (považujeme tento děj za izobaricko-izotermický), teplota a tlak v bodě 2 jsou tedy stejné jako v bodě 1
 - $t_2 = t_1 = 165,03 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $p_2 = p_1 = 0,701325 \text{ MPa}$
 - $x_2 = 0$ – do výparníku vstupuje z ekonomizéru sytá kapalina
 - $I_2 = 902,48 \text{ kJ/kg}$ – z uvedených hodnot bodu 2 je dopočtena entalpie s pomocí X-steam
- **Bod 3** – výstup z ekonomizéru, je dán nedohřevem ($25 \text{ }^\circ\text{C}$) a sytostí vody, tlak je zde rovněž stejný jako ve výparníku (v bodě 2)
 - $t_3 = t_2 - 25 = 140,03 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $p_3 = p_2 = 0,701325 \text{ MPa}$
 - $x_3 = 0$ – z ekonomizéru vystupuje sytá kapalina
 - $I_3 = 589,50 \text{ kJ/kg}$ – z uvedených hodnot bodu 3 je dopočtena entalpie s pomocí X-steam
- **Bod 4** – vstup do ekonomizéru je dán teplotou napájecí vody (ta je určena podle odplynění vody v kapitole 2.4.2), voda vstupuje sytá o tlaku daném tlakovou ztrátou ekonomizéru
 - $t_4 = t_{nv} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$
 - $p_4 = p_2 = 0,701325 \text{ MPa}$
 - $x_4 = 0$ – do ekonomizéru vstupuje sytá kapalina
 - $I_4 = 589,50 \text{ kJ/kg}$ – z uvedených hodnot bodu 3 je dopočtena entalpie s pomocí X-steam

4.3 Entalpie spalin

K tepelnému návrhu kotle je třeba znát entalpii spalin, z ní lze určit využitelné teplo spalin a dále dopočítat parní výkon kotle. Výpočet je proveden součinem objemového zlomku jednotlivých plynů ve spalinách s dílčími entalpiemi (podle rovnice 4.1).

$$I_{sp} = x_{N_2} \cdot I_{N_2} + x_{O_2} \cdot I_{O_2} + x_{CO_2} \cdot I_{CO_2} + x_{SO_2} \cdot I_{SO_2} + x_{Ar} \cdot I_{Ar} + x_{H_2O} \cdot I_{H_2O} \left[\frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \right] \quad 4.1$$

Jednotlivé objemové zlomky plyných složek spalin máme vypočteny v Tabulka 4 – Složení spalin. Dále je potřeba znát jednotlivé entalpie, ty vyčteme z odborné literatury [11]. Pro každou teplotu tabulky je dopočítána celková entalpii spalin dosazením do rovnice 4.1.

$$I_{100^\circ\text{C}} = 0,693 \cdot 130 + 0,043 \cdot 132 + 0,099 \cdot 170 + 0,001 \cdot 189 + 0,008 \cdot 93 + 0,156 \cdot 150 = 136,9413 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3} \right] \quad 4.2$$

Tabulka 5 – Entalpie spalin

	100	200	300	400	500	$^\circ\text{C}$
O₂	132	267	407	551	699	kJ/Nm^3
CO₂	170	357	559	772	994	kJ/Nm^3
N₂	130	260	392	527	666	kJ/Nm^3
H₂O	150	304	463	626	795	kJ/Nm^3
Ar	93	186	278	372	465	kJ/Nm^3
SO₂	189	392	610	836	1070	kJ/Nm^3
I_{sp}	136,9413	276,339	419,6139	566,8796	718,9176	kJ/Nm^3

Entalpii spalin v **bodě A** (spaliny vstupující do parního kotle, o teplotě 440 °C), je vypočítána pomocí interpolace mezi jednotlivými hodnotami v tabulce.

$$I_{SPA} = I_{SP440} = I_{SP400} + (I_{SP500} - I_{SP400}) \cdot \frac{4}{10}$$

$$I_{SPA} = 566,8796 + (718,9176 - 566,8796) \cdot \frac{4}{10} = 627,6948 \text{ kJ/Nm}^3 \quad 4.3$$

Teplota spalin v **bodě B** (t_B) je dána velikostí pinch-pointu a teplotou vody ve výparníku (t_2). Z této teploty je dále vypočítána entalpie spalin stejným způsobem jako v bodě A.

$$t_B = t_2 + 10 = 165,03 + 10 = 175,03 \text{ °C} \quad 4.4$$

$$I_{SPB} = I_{SP175,03} = I_{SP100} + (I_{SP200} - I_{SP100}) \cdot \frac{t_B - 100}{100}$$

$$I_{SPB} = 136,9413 + (276,339 - 136,9413) \cdot \frac{175,03 - 100}{100} = 241,5314 \text{ kJ/Nm}^3 \quad 4.5$$

Teplotu spalin v bodě C zatím nelze určit, bude vypočítána z výkonu kotle, ten v této části práce zatím není znám.

4.4 Ztráta sáláním

Pro výpočet parního výkonu je nutno nejprve určit ztrátu sáláním. U kotle na odpadní teplo nejsou ztráty nedopalem či teplem tuhých zbytků. Jedinou uvažovanou ztrátou je ztráta sáláním. Tato ztráta je vypočítána z využitelného tepla spalin, v první řadě je tedy nutno určit tuto veličinu.

$$\dot{Q}_N = I_{SPA} \cdot \dot{V}_{SP} = 627,6948 \cdot 0,8 = 502,146 \text{ kW} \quad 4.6$$

Nyní lze určit ztrátu sáláním:

$$\dot{Q}_{RC} = C \cdot \dot{Q}_N^{0,6} = 0,0072 \cdot 0,502^{0,6} = 0,00476 \text{ MW} = 4,76 \text{ kW} \quad 4.7$$

$$z_s = \frac{\dot{Q}_{RC}}{\dot{Q}_N} = \frac{0,00476}{502,156} = 0,00948 = 0,948 \% \quad 4.8$$

Kde \dot{Q}_{RC} [kW] je tepelný výkon ztráty sáláním a C [-] je konstanta pro dané palivo a kotel.

4.5 Parní výkon kotle

Parní výkon je vypočítán z tepla předaného spalinami do vody ve výparníku. Z tohoto tepla vzniká pára odváděná z kotle neboli parní výkon. Odevzdané teplo spalinami ve výparníku je:

$$\dot{Q}_{AB} = (I_{SPA} - I_{SPB}) \cdot \dot{V}_{SP} = (627,69 - 241,53) \cdot 0,8 = 308,93 \text{ kW} \quad 4.9$$

Teplo odebrané ze spalin pomocí odpařování vody ve výparníku je sníženo o ztrátu sáláním (jedná se o stav mezi body 1-3).

$$\dot{Q}_{Vyp} = \dot{Q}_{13} = (1 - z_s) \cdot \dot{Q}_{AB} = (1 - 0,00948) \cdot 308,93 = 306,00 \text{ kW} \quad 4.10$$

Výkon kotle je dán součtem tepla ve výstupní páře (\dot{Q}_p) a tepla v odluhu kotle (\dot{Q}_o).

$$\dot{Q}_{13} = \dot{Q}_p + \dot{Q}_o = \dot{M}_p \cdot (I_1 - I_3) + \dot{M}_o \cdot (I_2 - I_3) \text{ [kW]} \quad 4.11$$

Kde \dot{M}_p [kg/s] je hmotnostní tok páry a \dot{M}_o [kg/s] je hmotnostní tok odluhu.

Množství odluhu z kotle je navrženo na 5 % z hmotnostního toku vyrobené páry. Hmotnostní tok odluhu je pak roven:

$$\dot{M}_o = \dot{M}_p \cdot 0,05 \text{ [kg/s]} \quad 4.12$$

S pomocí dosazení rovnice 4.12 do rovnice 4.11 je vypočítán parní výkon.

$$\dot{Q}_{13} = \dot{M}_p \cdot (I_1 - I_3) + 0,05 \cdot \dot{M}_p \cdot (I_2 - I_3) \quad 4.13$$

$$\dot{M}_p = \frac{\dot{Q}_{13}}{(I_1 - I_3) + 0,05 \cdot (I_2 - I_3)} = \frac{306,00}{(2762,8 - 589,5) + 0,05 \cdot (902,48 - 589,5)} \quad 4.14$$

$$\dot{M}_p = 0,1398 \text{ kg/s}$$

Zpětně lze dopočítat s hmotnostním tokem páry i hmotnostní tok odluhu.

$$\dot{M}_o = \dot{M}_p \cdot 0,05 = 0,14 \cdot 0,05 = 0,007 \text{ kg/s} \quad 4.15$$

Dodávané množství napájecí vody (\dot{M}_{NV}) do kotle je dáno součtem hmotnostních toků odluhu a páry.

$$\dot{M}_{NV} = \dot{M}_p + \dot{M}_o = 0,1398 + 0,007 = 0,1468 \text{ kg/s} \quad 4.16$$

Nyní, když je známo množství ohřivaného média protékajícího přes ekonomizér (napájecí vody) lze dopočítat tepelný tok v ekonomizéru. A dále součtem dílčích tepelných výkonů výparníku a ekonomizéru celkový tepelný výkon kotle.

$$\dot{Q}_{EKO} = \dot{Q}_{34} = \dot{M}_{NV} \cdot (I_3 - I_4) = 0,1468 \cdot (589,5 - 440,6) = 21,86 \text{ kW} \quad 4.17$$

$$\dot{Q}_{14} = \dot{Q}_{13} + \dot{Q}_{34} = 306,00 + 21,86 = 327,86 \text{ kW} \quad 4.18$$

4.6 Entalpie a teplota spalin na výstupu z kotle

S pomocí celkového tepelného výkonu kotle je vypočítána entalpie a teplota spalin na výstupu z kotle. Na diagramu vyobrazená v bodě C.

$$I_C = I_B - \frac{\dot{Q}_{EKO}}{\dot{V}_{SP} \cdot (1 - z_s)} = 241,53 - \frac{21,86}{0,8 \cdot (1 - 0,0095)} = 213,95 \text{ kJ/Nm}^3 \quad 4.19$$

$$t_C = \frac{(I_C - I_{SP100}) \cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(213,95 - 136,94) \cdot 100}{276,34 - 136,94} + 100 = 155,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad 4.20$$

5 Tepelný návrh výparníku

Jak už bylo řečeno v kapitole 2.4.1, jedná se o velkoprostorový kotel, konkrétněji o žárotrubnatý kotel bez plamence. Plamence pro tento případ není třeba, jelikož se jedná o kotel na odpadní teplo z kogenerační jednotky.

5.1 Návrh rozměru trubek

Před samotným výpočtem teplosměnných ploch výparníku je nejprve nutné navrhnout jeho trubky, rozměry trubek jsou voleny podle normovaných tabulek rozměrů. Rozměr těchto trubek bude mít zásadní vliv na jejich počet. Hodnoty vnějšího průměru a tloušťky jsou navrhovány dle normalizovaných rozměrů.

Tabulka 6 – Rozměr trubek výparníku

		Hodnota [mm]
Vnější průměr trubky	D_v	33,7
Tloušťka stěny	t_v	4
Vnitřní průměr trubky	d_v	25,7

Z rozměrů D_v a t_v je dopočítán vnitřní průměr pomocí vzorce:

$$d_v = D_v - 2 \cdot t_v = 33,7 - 2 \cdot 4 = 25,7 \text{ mm} \quad 5.1$$

5.2 Počet trubek

K výpočtu množství trubek je potřeba navrhnout rychlost spalin, ze které se vypočítá počet trubek a průtočný průřez, a následně i skutečná rychlost spalin. Pro kotle na plynná paliva (i tento případ spalování bioplynu v kogenerační jednotce) mohou dosahovat rychlosti spalin 15-20 m/s.

$$w_{sp}(\text{návrh}) = 15 \text{ m/s} \quad 5.2$$

Pro výpočet průtočného průřezu je nutné vypočítat skutečný průtok spalin o dané teplotě ve výparníku, k tomu je potřeba určit střední teplotu spalin ve výparníku.

$$t_{AB} = \frac{t_A + t_B}{2} = \frac{440 + 175,03}{2} = 307,515 \text{ °C} \quad 5.3$$

$$\dot{V}_{sp}^{AB} = \dot{V}_{sp} \cdot \frac{t_{AB} + 273,15}{273,15} = 0,8 \cdot \frac{307,515 + 273,15}{273,15} = 1,700 \text{ m}^3/\text{s} \quad 5.4$$

Nyní lze vypočítat teoretický průtočný průřez podle návrhové rychlosti spalin a množství potřebných trubek.

$$S_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}^{AB}}{w_{sp}} = \frac{1,700}{15} = 0,1134 \text{ m}^2 \quad 5.5$$

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot S_{sp}}{\pi \cdot d_v^2} = \frac{4 \cdot 0,1134}{\pi \cdot 0,0257^2} = 218,56 = 219 \quad 5.6$$

Výsledný počet trubek zaokrouhlíme na nejbližší vyšší celé číslo.

Nyní je přepočítán průtočný průřez na skutečný průtočný průřez s pomocí zaokrouhleného počtu trubek a následně je vypočítána skutečná rychlost spalin.

$$S_{sp}^{skut} = n_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} = 219 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} = 0,1136 \text{ m}^2 \quad 5.7$$

$$w_{sp}^{skut} = \frac{\dot{V}_{sp}^{AB}}{S_{sp}^{skut}} = \frac{1,700}{0,1136} = 14,97 \text{ m/s} \quad 5.8$$

5.3 Součinitel přestupu tepla

K výpočtu součinitele prostupu tepla stěnou trubky, je potřeba určit součinitel přestupu tepla ze spalin do vody. Součinitel přestupu tepla (α) se skládá z konvekční složky (α_k) a sálavé složky (α_s). Sálavá složka je však pod teplotu spalin 500 °C velmi malá a dá se ve výpočtu zanedbat. Proto nebude ve výpočtu tohoto součinitele uvažována. [8]

$$\alpha = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = \omega \cdot \alpha_k \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad 5.9$$

Kde ω [-] je součinitel omývání teplosměnné plochy.

Pro tento výměník bude použit vzorec pro podélné proudění spalin. Toto proudění bývá zpravidla turbulentní. [8] Výpočet součinitele přestupu tepla bude proveden podle rovnice:

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{skut} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad 5.10$$

Kde d_e [m] je ekvivalentní průměr – ten je roven při proudění uvnitř trubky vnitřnímu průměru trubek výparníku d_v .

$$d_e = d_v = 0,0257 \text{ m} \quad 5.11$$

Pr [-] je Prandltovo číslo, λ [W/mK] součinitel tepelné vodivosti a ν [m²/s] součinitel kinematické viskozity. Poslední tři zmiňované veličiny jsou určeny z tabulek odborné literatury [11].

Dále je nutné určit opravné koeficienty C_t , C_l , C_m :

C_t – koeficient závislý na teplotě proudu a stěny, uplatňuje se pouze při ohřevu vzduchu nebo spalin. V jiných případech, a tedy i našem se volí hodnota $C_t = 1$. [8]

C_l – koeficient na opravu poměrné délky, určuje se podle grafu a zavádí se v případě přímého vstupu média do trubek bez ohybů a pro poměr:

$$\frac{l}{d_e} < 50 \quad 5.12$$

Kde l je délka trubek, ta bude známa až po výpočtu plochy výměníku. V jiných případech se volí pevná hodnota součinitele (= 1). Navrhují opravný koeficient $C_l = 1$. Tato hodnota platí mimo uvedenou podmínku, a po výpočtu délky trubek musí být podmínka zkontrolována a případně hodnota koeficientu upravena. [8]

C_m – opravný koeficient, zavádí se pouze v případě proudění v mezikruží s jednostranným ohřevem. To není tento případ proudění spalin ve výměníku, a proto je koeficient $C_m = 1$. [8]

Vlastnosti spalin jsou určeny interpolací tabulek z odborné literatury, v následujících tabulkách jsou vyneseny hodnoty potřebné pro výpočet, právě z těchto tabulek.

Tabulka 7 – Součinitel tepelné vodivosti $\lambda \cdot 10^3$ [W/mK] [11]

teplota spalin [°C]	Obsah vody ve spalinách	
	15 %	20 %
300	49,1	50,2
400	58,1	59,6

Uvedené hodnoty jsou pro spaliny o atmosférickém tlaku s obsahem $\text{CO}_2 = 13\%$ a jsou vynásobeny $\times 10^3$. Pomocí lineární interpolace byla stanovena hodnota pro střední teplotu spalin ($t_{\text{AB}} = 307,515$ °C) a **obsah vody** ve spalinách **15,6 %**. Přepočtení pro vyšší hodnotu CO_2 než se nachází ve spalinách není nutné, jelikož změna hodnoty by byla nepatrná a významně by neovlivnila výpočet přestupu tepla.

$$\lambda = 0,04991 \text{ W/mK} \quad 5.13$$

Stejným způsobem je vypočten i součinitel kinematické viskozity, nutno dát pozor na to, že hodnoty v tabulce jsou vynásobeny $\times 10^6$.

Tabulka 8 – Součinitel kinematické viskozity $\nu \cdot 10^6$ [m^2/s] [11]

teplota spalin [°C]	Obsah vody ve spalinách	
	15 %	20 %
300	45,8	45,8
400	60,7	60,7

$$\nu = 4,692 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad 5.14$$

A také Prandltova čísla.

Tabulka 9 – Prandltovo číslo [11]

teplota spalin [°C]	Obsah vody ve spalinách	
	15 %	20 %
300	0,66	0,69
400	0,65	0,67

$$Pr = 0,663 [-] \quad 5.15$$

S dosazením všech hodnot do rovnice 5.10 je vypočten součinitel přestupu tepla konvekcí.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,04991}{0,0257} \cdot \left(\frac{14,97 \cdot 0,0257}{4,692 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,663^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \quad 5.16$$

$$\alpha_k = 51,238 \text{ W/m}^2\text{K}$$

K výpočtu součinitele přestupu tepla podle rovnice 5.9, je potřeba znát hodnotu součinitele omývání ω . Tento součinitel je navrhnut podle doporučených hodnot z odborné literatury [8].

$$\omega = 1 [-] \quad 5.17$$

Následně je po dosazení vypočtený součinitel přestupu tepla:

$$\alpha = 1 \cdot 51,238 = 51,238 \text{ W/m}^2\text{K} \quad 5.18$$

5.4 Součinitel prostupu tepla

Pro výpočet součinitele prostupu tepla u teplosměnných ploch jako je ohřívák vody, výparník a přechodník lze použít zjednodušujícího vztahu ve formě:

$$k = \psi \cdot \alpha \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad 5.19$$

Tento vztah platí pouze pro spalování mazutu a plynu, což se týká i kotle na odpadní teplo. Kde ψ [-] je součinitel tepelné efektivity. A je navrhnut podle doporučených hodnot z tabulek odborné literatury [8]. Pro spalování plynu se pro všechny typy ploch volí:

$$\psi = 0,85 [-] \quad 5.20$$

Součinitel prostupu tepla je:

$$k = 0,85 \cdot 51,238 = 43,553 \text{ W/m}^2\text{K} \quad 5.21$$

5.5 Teplosměnná plocha

S pomocí výkonu výparníku určeného z entalpie spalin mezi body A-B, rozměrů trubek a součinitele prostupu tepla lze nyní přistoupit k výpočtu teplosměnné plochy potřebné pro tento výkon. Následně lze dopočítat i délky trubek. Teplosměnná plocha výparníku je dána vztahem:

$$S_{vyp} = \frac{\dot{Q}_{vyp}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \text{ [m}^2\text{]} \quad 5.22$$

Kde Δt_{ln} je logaritmický teplotní spád mezi ochlazovanými spalinami a ohřívanou vodou. Logaritmický teplotní spád je vypočtený podle následujícího vzorce:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} \text{ [}^\circ\text{C; K]} \quad 5.23$$

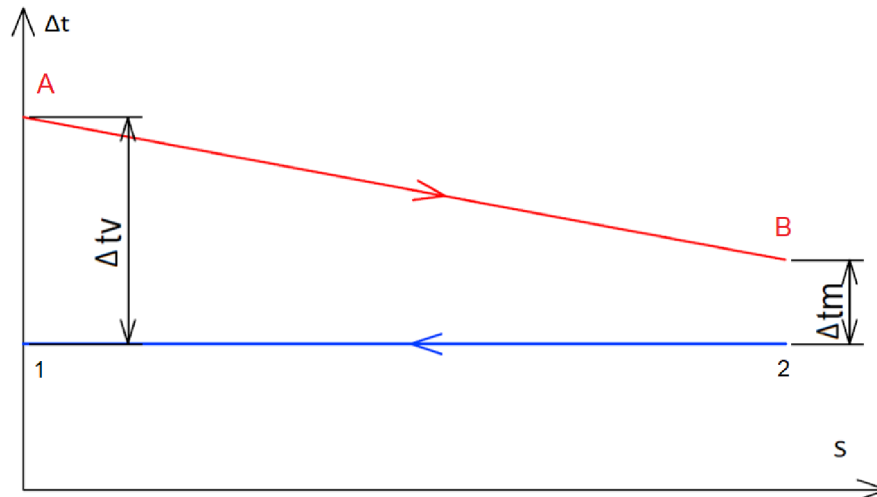
Kde Δt_v je větší rozdíl teplot a Δt_m je menší rozdíl teplot mezi ohříváním a ochlazováním médiem. Jednotlivé rozdíly teplot se určí na vstupu a výstupu médií z výměníku.

Větší rozdíl teplot je dán teplotou spaliny v bodě A a teplotou vody ve výparníku.

$$\Delta t_v = t_A - t_1 = 440 - 165,03 = 274,97 \text{ }^\circ\text{C} \quad 5.24$$

Menší rozdíl pak teplotou vody ve výparníku a spaliny v bodě B.

$$\Delta t_m = t_B - t_1 = 175,03 - 165,03 = 10 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 5.25$$



Obrázek 4 – Teplotní spád výparníku

Dosazením do rovnice 5.23 je vypočten střední logaritmický spád.

$$\Delta t_{ln} = \frac{274,97 - 10}{\ln \frac{274,97}{10}} = 79,95 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 5.26$$

Následuje dosazení teplotního logaritmického spádu do rovnice 5.22 a je vypočítána potřebná teplosměnná plocha výparníku.

$$S_{vyp} = \frac{306,00}{43,553 \cdot 79,95} = 87,877 \text{ } m^2 \quad 5.27$$

S pomocí plochy je vypočítána i délka trubek ve výparníku. Vypočítanou délku zaokrouhlíme.

$$l_{vyp} = \frac{S_{vyp}}{O_{trubek}} = \frac{87,877}{17,682} = 4,969 \text{ } m \quad 5.28$$

$$l_{vyp} = 5 \text{ } m$$

Kde O_{trubek} je obvod všech trubek ve výparníku:

$$O_{trubek} = n_{tr} \cdot \pi \cdot d_v = 219 \cdot \pi \cdot 0,0257 = 17,682 \text{ } m \quad 5.29$$

Je nutné provést zpětnou kontrolu poměru délky k průměru trubky pro opravný součinitel z kapitoly 5.3.

$$\frac{l}{d_e} = \frac{5}{0,0257} = 193 > 50 \quad 5.30$$

Z čehož platí, že podmínka není splněna a hodnota součinitele tedy byla zvolena správně.

Po zaokrouhlení délky trubek je zpětně vypočítána skutečná plocha výparníku, skutečný výkon a skutečný stav spaliny v bodě B.

$$S_{vyp}^{skut} = l_{vyp} \cdot O_{trubek} = 5 \cdot 17,682 = 88,409 \text{ m}^2 \quad 5.31$$

$$\dot{Q}_{vyp}^{skut} = S_{vyp}^{skut} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 88,409 \cdot 43,553 \cdot 79,95 = 307,85 \text{ kW} \quad 5.32$$

$$I_{SPB}^{skut} = I_{SPA} - \frac{\dot{Q}_{vyp}^{skut}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{SP}} = 627,69 - \frac{307850}{(1 - 0,0094) \cdot 0,8} \quad 5.33$$

$$I_{SPB}^{skut} = 239,19 \text{ kJ/N} \cdot \text{m}^3$$

Pomocí interpolace je rovněž dopočítána skutečná teplota v bodě B.

$$t_B^{skut} = \frac{(I_{SPB}^{skut} - I_{SP100}) \cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(239,19 - 136,94) \cdot 100}{276,34 - 136,94} + 100 \quad 5.34$$

$$t_B^{skut} = 173,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6 Tepelný návrh ekonomizéru

Ekonomizér je tepelný výměník, ve kterém dochází k ohřevu vody spalinami. Existují dva typy, odpařovací a neodpařovací. V této práci je proveden výpočet neodpařovacího ekonomizéru. Postup výpočtu bude postupovat podobně jako u výparníku, přičemž ekonomizér bude navrhován jako samostatná jednotka. Výměník ekonomizéru nebude spojen s výměníkem výparníku a bude na rozdíl od něho ve vertikální orientaci. [2]

6.1 Návrh rozměru trubek

Hodnoty vnějšího průměru a tloušťky jsou navrhovány dle normalizovaných rozměrů.

Tabulka 10 – Rozměr trubek ekonomizéru

		Hodnota [mm]
Vnější průměr trubky	D_{eko}	33,7
Tloušťka stěny	t_{eko}	4
Vnitřní průměr trubky	d_{eko}	25,7

Z rozměrů D_{eko} a t_{eko} je dopočítán vnitřní průměr pomocí vzorce:

$$d_{eko} = D_{eko} - 2 \cdot t_{eko} = 33,7 - 2 \cdot 4 = 25,7 \text{ mm} \quad 6.1$$

6.2 Počet trubek

K výpočtu množství trubek je nejprve navrhnutá rychlost spalin, podobně jako u výparníku, následně je proveden výpočet plochy průtočného kanálu a poté dopočítána skutečná rychlost spalin.

$$w_{sp}(návrh) = 15 \text{ m/s} \quad 6.2$$

Pro výpočet průtočného průřezu je potřeba znát skutečný průtok spalin o dané teplotě v ekonomizéru. Nejprve se ale musí určit střední teplota spalin ve výparníku.

$$t_{BC} = \frac{t_B + t_C}{2} = \frac{173,35 + 155,24}{2} = 164,30 \text{ °C} \quad 6.3$$

$$\dot{V}_{sp}^{BC} = \dot{V}_{sp} \cdot \frac{t_{BC} + 273,15}{273,15} = 0,8 \cdot \frac{164,30 + 273,15}{273,15} = 1,281 \text{ m}^3/\text{s} \quad 6.4$$

Nyní lze vypočítat teoretický průtočný průřez podle návrhové rychlosti spalin a množství potřebných trubek.

$$S_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}^{BC}}{w_{sp}} = \frac{1,281}{15} = 0,0854 \text{ m}^2 \quad 6.5$$

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot S_{sp}}{\pi \cdot d_{eko}^2} = \frac{4 \cdot 0,0854}{\pi \cdot 0,0257^2} = 164,65 = 165 \quad 6.6$$

Výsledný počet trubek je zaokrouhlený na nejbližší vyšší celé číslo.

Následně je přepočítán průtočný průřez na skutečný průtočný průřez, s pomocí zaokrouhleného počtu trubek a vypočítána skutečná rychlost spalin.

$$S_{sp}^{skut} = n_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} = 165 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0257^2}{4} = 0,0856 \text{ m}^2 \quad 6.7$$

$$w_{sp}^{skut} = \frac{\dot{V}_{sp}^{BC}}{S_{sp}^{skut}} = \frac{1,281}{0,0856} = 14,968 \text{ m/s} \quad 6.8$$

6.3 Součinitel přestupu tepla

Postup výpočtu součinitele přestupu tepla u ekonomizéru je obdobný jako u výparníku. Sálavá složka není uvažována ze stejného důvodu jako u výparníku. Výsledný součinitel přestupu tepla bude dán následující rovnicí:

$$\alpha = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_s = \omega \cdot \alpha_k \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad 6.9$$

Kde ω [-] je součinitel omývání teplosměnné plochy.

Taktéž je použita stejná rovnice pro výpočet přestupu tepla ze spalin.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_e} \cdot \left(\frac{w_{sp}^{skut} \cdot d_e}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \text{ [W/m}^2\text{K]} \quad 6.10$$

Kde d_e [m] je ekvivalentní průměr – ten je roven při proudění uvnitř trubky vnitřnímu průměru trubek ekonomizéru d_{eko} .

$$d_e = d_{eko} = 0,0257 \text{ m} \quad 6.11$$

Pro opravný koeficient C_t platí stejné podmínky jako u výparníku jeho hodnota je $C_t = 1$.

C_l – koeficient na opravu poměrné délky nebyl před výpočtem znám, prvně byla zvolena jeho hodnota $C_l = 1$. Následně byl zpětně během několika iterací výpočtu ekonomizéru upraven. A to tak, aby jeho hodnota odečtená z grafu odpovídala poměru délky trubky ku vnitřnímu průměru. [8]

$$\frac{l}{d_e} = \frac{0,7}{0,0257} = 27 < 50 \quad 6.12$$

Koeficient C_l byl odečtený z grafu a jeho hodnota je: $C_l = 1,09$.

Opravný koeficient C_m je stejný jako u výparníku, $C_m = 1$.

Vlastnosti spalin jsou určeny stejně jako u výparníku interpolací tabulek, ale pro střední teplotu mezi body spalin B a C (**164,3 °C**).

Tabulka 11 – Součinitel tepelné vodivosti $\lambda \cdot 10^3$ [W/mK] [11]

Teplota spalin [°C]	Obsah vody v [%]	
	15	20
100	31,6	31,9
200	40,6	41,3

$$\lambda = 0,03745 \text{ W/mK} \quad 6.13$$

Stejným způsobem je provedeno i určení součinitele kinematické viskozity.

Tabulka 12 – Součinitel kinematické viskozity $\nu \cdot 10^6$ [m^2/s] [11]

Teplota spalin [°C]	Obsah vody ν [%]	
	15	20
100	21,3	21,5
200	32,8	32,6

$$\nu = 2,869 \cdot 10^{-5} m^2/s \quad 6.14$$

A také Prandltova čísla:

Tabulka 13 – Prandltovo číslo [11]

Teplota spalin [°C]	Obsah vody ν [%]	
	15	20
100	0,71	0,73
200	0,68	0,71

$$Pr = 0,693 [-] \quad 6.15$$

Nyní lze dosadit všechny hodnoty do rovnice 6.10 a vypočítat tak součinitel přestupu tepla konvekcí.

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{0,03745}{0,0257} \cdot \left(\frac{14,968 \cdot 0,0257}{2,869 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,8} \cdot 0,693^{0,4} \cdot 1 \cdot 1,09 \cdot 1 \quad 6.16$$

$$\alpha_k = 63,267 W/m^2K$$

K výpočtu součinitele přestupu tepla podle rovnice 6.95.9, je nutné znát hodnotu součinitele omývání ω . Tento součinitel je určený podle doporučených hodnot z odborné literatury [8].

$$\omega = 1 [-] \quad 6.17$$

Následně je dopočítán součinitel přestupu tepla:

$$\alpha = 1 \cdot 63,267 = 63,267 W/m^2K \quad 6.18$$

6.4 Součinitel prostupu tepla

Pro výpočet součinitele prostupu tepla u teplosměnných ploch jako je ohřívák vody (ekonomizér), výparník a přechodník lze použít zjednodušeného vztahu ve formě:

$$k = \psi \cdot \alpha [W/m^2K] \quad 6.19$$

Pro ψ platí stejná hodnota jako u výparníku, tedy:

$$\psi = 0,85 [-] \quad 6.20$$

Součinitel prostupu tepla je:

$$k = 0,85 \cdot 63,267 = 56,941 \text{ W/m}^2\text{K} \quad 6.21$$

6.5 Teplosměnná plocha

S pomocí výkonu ekonomizéru určeného z entalpie spalin, rozměrů trubek a součinitele prostupu tepla může být vypočítána teplosměnná plocha, potřebná pro tento výkon. Z této plochy lze dopočítat i délku trubek. Teplosměnná plocha ekonomizéru je dána vztahem:

$$S_{eko} = \frac{\dot{Q}_{eko}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \text{ [m}^2\text{]} \quad 6.22$$

Kde Δt_{ln} je logaritmičeský teplotní spád mezi ochlazovanými spalinami a ohřívající vodou v ekonomizéru. Logaritmičeský teplotní spád je určen podle následujícího vztahu:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}} \text{ [}^\circ\text{C; K]} \quad 6.23$$

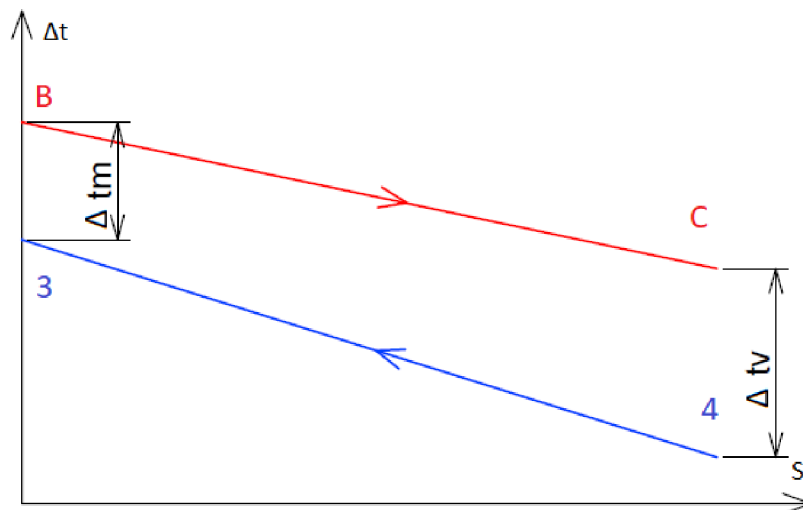
Kde větší rozdíl teplot je dán teplotou spalin v bodě C a teplotou vody v bodě 4.

$$\Delta t_v = t_C - t_4 = 155,24 - 105 = 50,24 \text{ }^\circ\text{C} \quad 6.24$$

Menší rozdíl pak teplotou spalin v bodě B a teplotou vody v bodě 3.

$$\Delta t_m = t_B - t_3 = 173,35 - 140,03 = 33,32 \text{ }^\circ\text{C} \quad 6.25$$

Dosažením do rovnice 6.23 je vypočítán střední logaritmičeský spád.



Obrázek 5 – Teplotní spád ekonomizéru

$$\Delta t_{ln} = \frac{50,24 - 33,32}{\ln \frac{50,24}{33,32}} = 41,21 \text{ }^\circ\text{C} \quad 6.26$$

Po dosazení dopočtených hodnot do rovnice 6.22 je vypočítána potřebná plocha ekonomizéru.

$$S_{eko} = \frac{21,86}{56,941 \cdot 41,21} = 9,315 \text{ m}^2 \quad 6.27$$

S pomocí plochy je zpětně dopočítána i délka trubek v ekonomizéru. Vypočítaná délka trubek je přiměřeně zaokrouhlena.

$$l_{eko} = \frac{S_{eko}}{O_{trubek}} = \frac{9,315}{13,322} = 0,699 \text{ m} \quad 6.28$$

$$l_{eko} = 0,7 \text{ m}$$

Kde O_{trubek} je obvod všech trubek v ekonomizéru:

$$O_{trubek} = n_{tr} \cdot \pi \cdot d_{eko} = 165 \cdot \pi \cdot 0,0257 = 13,322 \text{ m} \quad 6.29$$

Po zaokrouhlení délky trubek je zpětně přepočítána skutečná plocha ekonomizéru, skutečný výkon a skutečný stav palin v bodě C.

$$S_{eko}^{skut} = l_{eko} \cdot O_{trubek} = 0,7 \cdot 13,322 = 9,325 \text{ m}^2 \quad 6.30$$

$$\dot{Q}_{eko}^{skut} = S_{eko}^{skut} \cdot k \cdot \Delta t_{ln} = 9,325 \cdot 56,941 \cdot 41,21 = 21,88 \text{ kW} \quad 6.31$$

$$I_{SPC}^{skut} = I_{SPB} - \frac{\dot{Q}_{eko}^{skut}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{SP}} = 241,53 - \frac{21,88}{(1 - 0,0094) \cdot 0,8} \quad 6.32$$

$$I_{SPC}^{skut} = 213,91 \text{ kJ/N} \cdot \text{m}^3$$

Pomocí interpolace je přepočítána také skutečná teplota v bodě C.

$$t_C^{skut} = \frac{(I_{SPC}^{skut} - I_{SP100}) \cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(213,91 - 136,94) \cdot 100}{276,34 - 136,94} + 100 \quad 6.33$$

$$t_C^{skut} = 155,22 \text{ }^\circ\text{C}$$

7 Konstrukce kotle

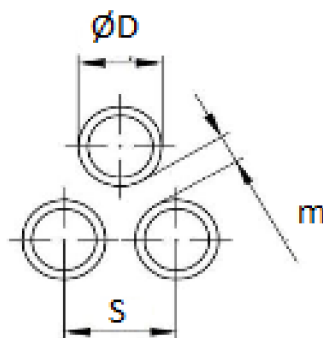
7.1 Rozložení trubek ve výparníku

Pro výparník byla stanovena délka trubek v rovnici 5.28 a to konkrétně $l = 5 \text{ m}$. Takto dlouhý výparník by zabral zbytečně velký prostor, proto je tento tepelný výměník rozdělen do dvou tahů. Tím lze jeho délku zkrátit na polovinu. Pro konstrukci je potřeba znát vzájemnou polohu trubek ve výparníku. Jedná se vystřídání seřazení trubek a jejich jednotlivé vzdálenosti jsou navrženy podle normy ČSN EN 12953-3, která platí pro konstrukci válcových kotlů.

Z dané normy je rovnice pro přivařené trubky o teplotě spalin do $800 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$0,125 \cdot D + 9 < m < 15 \text{ [mm]} \quad 7.1$$

Kde $m \text{ [mm]}$ je mezera mezi jednotlivými trubkami, $S \text{ [mm]}$ je rozteč mezi trubkami a $D \text{ [mm]}$ je vnější průměr trubky.



Obrázek 6 – Schéma rozložení trubek

Po dosazení vnějšího průměru trubky výparníku je určeno rozmezí mezi-trubkové mezery:

$$\begin{aligned} 0,125 \cdot 33,7 + 9 < m < 15 \text{ [mm]} \\ 13,21 < m < 15 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad 7.2$$

Z tohoto rozmezí (resp. z minimální hodnoty této mezery) lze vypočítat minimální rozteč trubek.

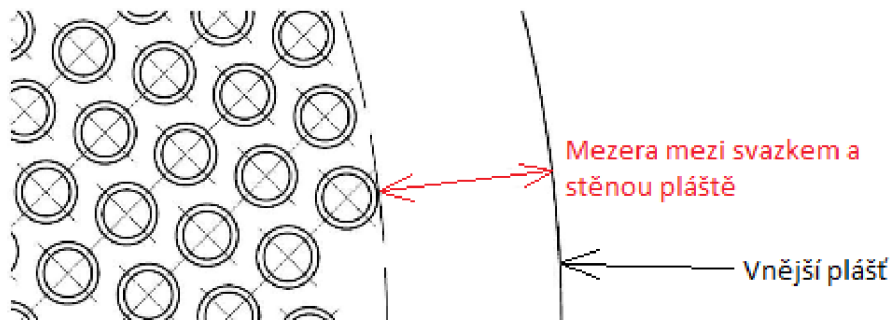
$$S_{min} = m_{min} + D_{vyp} = 0,125 \cdot D_{vyp} + 9 + D_{vyp} = 0,125 \cdot 33,7 + 9 + 33,7 = 46,9 \text{ mm} \quad 7.3$$

Návrhová velikost rozteče a velikost mezery je:

$$\begin{aligned} S &= 47 \text{ mm} \\ m &= S - D_{vyp} = 47 - 33,7 = 13,3 \text{ mm} \end{aligned} \quad 7.4$$

Dále je nutné určit vzdálenost trubek jednotlivých tahů od sebe a také vzdálenost svazku trubek od stěny tlakové nádoby výparníku.

Podle normy ČSN EN 12953-3, by vzdálenost nejbližší trubky výparníku od pláště měla být minimálně 50 mm , případně 3% z vnějšího průměru pláště. Přičemž platí právě větší hodnota. Maximální vzdálenost je ale omezena na 100 mm . Tato problematika je znázorněna na následujícím obrázku (Obrázek 7). **Velikost** této mezery je navržena jako **90 mm**.



Obrázek 7 – mezera mezi pláštěm a trubkovým svazkem

Kvůli rozdílným teplotám spalin v prvním a druhém tahu je nutné nechat mezi nejbližšími trubkami těchto tahů mezery z důvodu rozdílné roztažnosti trubek, přivařených ke stejné trubkovnici. Mezera mezi trubkami jednotlivých tahů je navržena na **50 mm**.

7.2 Rozložení trubek ekonomizéru

Stejně jako u výparníku se jedná o vystřídání seřazení trubek. A rovnice pro velikost mezery je:

$$0,125 \cdot D_{eko} + 4 < m < 15 \quad [mm] \quad 7.5$$

Po dosazení průměru je určeno rozmezí mezi-trubkové mezery:

$$8,21 < m < 15 \quad [mm] \quad 7.6$$

Dopočtená minimální rozteč trubek S je:

$$S_{min} = m_{min} + D_{eko} = 0,125 \cdot D_{eko} + 4 + D_{eko} = 0,125 \cdot 33,7 + 4 + 33,7 = 41,91 \quad mm \quad 7.7$$

Návrhová velikost rozteče a velikost mezery je:

$$\begin{aligned} S &= 43 \quad mm \\ m &= S - D_{eko} = 43 - 33,7 = 9,3 \quad mm \end{aligned} \quad 7.8$$

Vzdálenost mezi pláštěm ekonomizéru a nejbližší trubkou ze svazku výměníku pak byla navržena podle minimální dovolené vzdálenosti podle normy ČSN EN 12953-3 a to **50 mm**.

8 Aerodynamická ztráta kotle

Výpočet aerodynamické ztráty neboli tlakové ztráty kotle, je nutný z hlediska zapojení s kogenerační jednotkou. A to proto aby nedošlo k tzv. „zadušení“ motoru velkým odporem průchodu spalin, a tak i ke snížení výkonu.

Tlaková ztráta se vypočte podle vzorce:

$$\Delta p_z = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]} \quad 8.1$$

Kde ξ [-] je místní ztrátový součinitel, w [m/s] je rychlost spalin a ρ [kg/m³] je hustota spalin. Tento vzorec platí pro ztráty místními odpory. Pro ztráty v přímém potrubí platí následující vzorec:

$$\Delta p_z = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \text{ [Pa]} \quad 8.2$$

Kde λ [-] je součinitel tření, l [m] je délka potrubí a d je vnitřní průměr potrubí.

Hustota spalin v jednotlivých bodech

K výpočtu tlakové ztráty bude potřeba znát hustotu spalin. Celková hustota spalin pro normální podmínky je dána součtem součinitelů procentuálního zastoupení dané složky a hustoty dané složky.

$$\begin{aligned} \rho &= \rho_{N_2} \cdot x_{N_2} + \rho_{O_2} \cdot x_{O_2} + \rho_{CO_2} \cdot x_{CO_2} + \rho_{SO_2} \cdot x_{SO_2} + \rho_{H_2O} \cdot x_{H_2O} + \rho_{Ar} \cdot x_{Ar} \\ \rho &= 1,250 \cdot 0,693 + 1,429 \cdot 0,043 + 1,977 \cdot 0,099 + 2,926 \cdot 0,001 + 0,806 \cdot \\ &\quad \cdot 0,156 + 1,784 \cdot 0,008 = 1,2678 \text{ kg/m}^3 \end{aligned} \quad 8.3$$

Pro jednotlivé teploty je proveden přepočítání podle vzorce:

$$\rho_x = \rho \cdot \frac{273,15}{273,15 + t_x} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad 8.4$$

kde t_x [°C] je teplota v daném bodě, pro který je počítána hustota spalin.

Tabulka 14 – Hustota spalin

teplota [°C]	$t_A = 440 \text{ °C}$	$t_B = 173 \text{ °C}$	$t_C = 155 \text{ °C}$	$t_{AB} = 307 \text{ °C}$	$t_{BC} = 164 \text{ °C}$
ρ [kg/m ³]	0,485	0,775	0,808	0,630	0,791

8.1 Tlaková ztráta přívaděcího potrubí

Pro přívod spalin z kogenerační jednotky do výparníku je navrženo potrubí o maximální délce 5 m, přičemž kogenerační jednotka bude umístěna poblíž parního kotle. K výpočtu tlakové ztráty potrubí je nejprve potřeba určit jeho rozměry.

Pro potrubí je navržena rychlost spalin:

$$w_{sp}(\text{návrh}) = 15 \text{ m/s} \quad 8.5$$

Skutečný průtok spalin pro teplotu 440 °C je:

$$\dot{V}_{sp}^A = \dot{V}_{sp} \cdot \frac{t_A + 273,15}{273,15} = 0,8 \cdot \frac{440 + 273,15}{273,15} = 2,089 \text{ m}^3/\text{s} \quad 8.6$$

Potřebný průtočný průřez potrubí a jeho vnitřní průměr:

$$S_{potrubí} = \frac{\dot{V}_{sp}^A}{w_{sp}(\text{návrh})} = \frac{2,089}{15} = 0,139 \text{ m}^2 \quad 8.7$$

$$D_{potrubí} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{potrubí}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,139}{\pi}} = 0,421 \text{ m} = 421 \text{ mm} \quad 8.8$$

Nejbližší možný model potrubí pro maximální dosažitelnou teplotu spalin 490 °C a návrhovou rychlost spalin 15 m/s je DN400 (třídy PN10), přičemž daný model má menší vnitřní průřez a menší průměr (**416 mm**). Dojde ale k malému nárůstu rychlosti spalin v potrubí, který je přijatelný.

$$w_{sp}^{skut} = \frac{\dot{V}_{sp}^A}{S_{DN400}} = \frac{\dot{V}_{sp}^A}{\frac{\pi \cdot d_{DN400}^2}{4}} = \frac{2,089}{\frac{\pi \cdot 0,416^2}{4}} = 15,37 \text{ m/s} \quad 8.9$$

Pro určení součinitele tření λ potřebujeme určit nejprve Reynoldsovo číslo, podle kterého určíme typ proudění a hodnotu λ .

$$Re = \frac{w_{sp}^{skut} \cdot d}{\nu_A} = \frac{15,37 \cdot 0,416}{6,726 \cdot 10^{-5}} = 95\,045 [-] \quad 8.10$$

Kde ν_A [m²/s] je kinematická viskozita spalin v bodě A.

Součinitel tření určíme z tabulky (literatura [12]) pro hodnotu drsnosti potrubí $k = 0,2$ mm, což je hodnota pro ocelové svařované potrubí.

Hodnota součinitele je:

$$\lambda = 0,021 [-] \quad 8.11$$

A tlaková ztráta přímého potrubí po dosazení do rovnice 8.2 je:

$$\Delta p_{z,potrubí} = 0,021 \cdot \frac{5}{0,416} \cdot \frac{15,37^2}{2} \cdot 0,485 = 14,46 \text{ Pa} \quad 8.12$$

Celkový návrh potrubí není cílem této práce, pokud ale budeme brát v úvahu, že před kotlem na odpadní teplo budou na příváděcím potrubí spalin dvě kolena. A jejich ztrátový součinitel bude nabývat hodnoty $\xi = 0,3$. Potom tlaková ztráta těchto kolena bude:

$$\Delta p_{z,\xi} = 2 \cdot 0,3 \cdot \frac{15,37^2}{2} \cdot 0,485 = 34,38 \text{ Pa} \quad 8.13$$

Celková tlaková ztráta příváděcího potrubí spalin je:

$$\Delta p_{z,přívaděč} = \Delta p_{z,\xi} + \Delta p_{z,potrubí} = 48,84 \text{ Pa} \quad 8.14$$

8.2 Tlaková ztráta výparníku

Tlaková ztráta výparníku se skládá z místních ztrát na vstupu a výstupu z trubek (dvakrát – výparník je rozdělen na dva tahy), místních ztrát na vstupním a výstupním hrdle do výparníku a ze ztráty třením v teplosměnných trubkách výparníku.

8.2.1 Ztráta třením v trubkách

Výpočet tlakové ztráty bude proveden podle rovnice 8.2. Nejprve je nutné stanovit Reynoldsovo číslo a následně určit součinitel tření λ .

Rychlost spalin ve výměníku (kde bod A je na vstupu do trubek a bod B na výstupu):

$$\dot{V}_{sp}^A = \dot{V}_{sp} \cdot \frac{t_A + 273,15}{273,15} = 0,8 \cdot \frac{440 + 273,15}{273,15} = 2,089 \text{ m}^3/\text{s} \quad 8.15$$

$$w_{sp}^A = \frac{\dot{V}_{sp}^A}{S_{sp}^{skut}} = \frac{2,089}{0,1136} = 18,39 \text{ m/s} \quad 8.16$$

Kde S_{sp}^{skut} [m²] je průřez trubek ve výparníku (kapitola 5.2 - Počet trubek). Stejným způsobem je proveden výpočet v bodě B a následně je vypočtena střední rychlost.

$$\dot{V}_{sp}^B = 1,308 \text{ m}^3/\text{s} \quad 8.17$$

$$w_{sp}^B = 11,51 \text{ m/s} \quad 8.18$$

$$w_{AB} = \frac{w_{sp}^A + w_{sp}^B}{2} = \frac{18,39 + 11,51}{2} = 14,95 \text{ m/s} \quad 8.19$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{AB} \cdot d}{\nu_{AB}} = \frac{14,95 \cdot 0,0257}{4,692 \cdot 10^{-5}} = 8 \ 188 \ [-] \quad 8.20$$

Kde ν_{AB} [m²/s] je kinematická viskozita (vypočtená v kapitole 5.3) a d [m] je vnitřní průměr trubek výparníku.

Součinitel tření odečteme z grafu z odborné literatury (viz Obrázek 8 – Součinitel tření pro trubky), s pomocí Reynoldsova čísla a vnitřního průměru trubky.

$$\lambda = 0,036 \ [-] \quad 8.21$$

Tlaková ztráta třením v trubkách o délce $l = 5 \text{ m}$ (délka trubek výparníku), je:

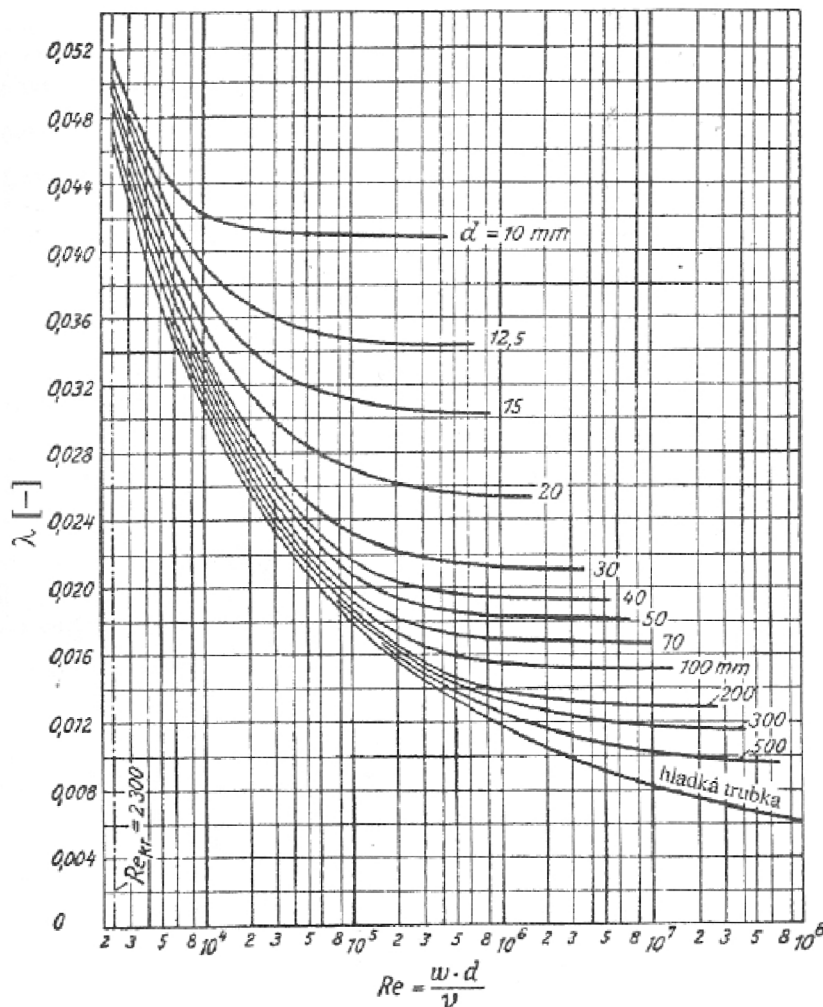
$$\Delta p_{z_tření} = 0,036 \cdot \frac{5}{0,0257} \cdot \frac{14,95^2}{2} \cdot 0,630 = 493,12 \text{ Pa} \quad 8.22$$

8.2.2 Místní ztráty

Jedná se o tlakové ztráty na vstupu a výstupu z trubek, případně na vstupním a výstupním hrdle výparníku. Místní ztrátové součinitele jsou podle odborné literatury [12] vypsány do následující tabulky (Tabulka 15).

Tabulka 15 – Místní ztrátové součinitele výparníku

	Vstup do trubky	Výstup z trubky	Vstupní hrdlo	Výstupní hrdlo
ξ [-]	1	0,5	0,933	0,5



Obrázek 8 – Součinitel tření pro trubky [8]

Pro vstupní a výstupní hrdlo bylo potřeba určit poměr průřezu trubky a průřezu kanálu, jednalo se o náhlou změnu průřezu. Na výstupním hrdle se jednalo o odečtení z grafu pro poměr:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{0,107}{0,8} = 0,134 [-] \quad 8.23$$

Kde S_1 [m²] je plocha vnitřního průřezu převáděcí trubky a S_2 [m²] je plocha výstupního průřezu výparníku. Místní ztrátový součinitel je:

$$\xi_{m_vystup} = 0,5 [-] \quad 8.24$$

Na vstupním hrdle součinitel dán vzorcem:

$$\xi_{m_vstup} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 = \left(1 - \frac{0,136^2}{0,544}\right)^2 = 0,933 [-] \quad 8.25$$

Kde S_1 [m²] je plocha vnitřního průřezu přiváděcí trubky a S_2 [m²] je plocha vstupu do tepelného výměníku výparníku.

K výpočtu místních tlakových ztrát jsou použity příslušné rychlosti spalin z rovnic 8.16 až 8.19.

Pro vstupní hrdlo je použita rychlost spalin v přiváděcím potrubí ($w = 15,37 \text{ m/s}$) a hustota spalin v bodě A ($\rho_A = 0,485 \text{ kg/m}^3$).

$$\Delta p_{z_vstup} = 0,933 \cdot \frac{15,37^2}{2} \cdot 0,485 = 53,47 \text{ Pa} \quad 8.26$$

Pro výstupní hrdlo je použita rychlost spalin v převáděcím potrubí ($w = 12,23 \text{ m/s}$) a hustota spalin v bodě B ($\rho_B = 0,775 \text{ kg/m}^3$).

$$\Delta p_{z_vystup} = 0,5 \cdot \frac{12,23^2}{2} \cdot 0,775 = 28,98 \text{ Pa} \quad 8.27$$

U místních ztrát při vstupu a výstupu z trubek je použita střední rychlost ve výměníku ($w_{AB} = 14,95 \text{ m/s}$) a střední hustota spalin ($\rho_{AB} = 0,630 \text{ kg/m}^3$). Součinitele vstupu a výstupu z trubek je počítán dvakrát, výměník má totiž dva tahy.

$$\Delta p_{z_trubek} = (0,5 + 1 + 0,5 + 1) \cdot \frac{14,95^2}{2} \cdot 0,630 = 211,22 \text{ Pa} \quad 8.28$$

Součet všech místních tlakových ztrát je:

$$\Delta p_{z,\xi} = \Delta p_{z_vstup} + \Delta p_{z_vystup} + \Delta p_{z_trubek} = 53,47 + 28,98 + 211,22 = 293,67 \text{ Pa} \quad 8.29$$

8.2.3 Celková tlaková ztráta

Celková tlaková ztráta výparníku je dána součtem místních ztrát a ztrát třením v teplosměnných trubkách výparníku.

$$\Delta p_{z_vyparnik} = \Delta p_{z,\xi} + \Delta p_{z_třeni} = 293,67 + 493,12 = 786,79 \text{ Pa} \quad 8.30$$

8.3 Tlaková ztráta převáděcího potrubí

Převáděcí potrubí mezi výparníkem a ekonomizérem je velmi krátké, tyto dva tepelné výměníky jsou umístěny vedle sebe. Tlaková ztráta třením v potrubí o délce přibližně 2 m je zanedbatelná, bude uvažována pouze ztráta místními odpory. Tato ztráta se bude skládat z výpočtu tří kolen.

Postup výpočtu je stejný jako u přiváděcího potrubí (kapitola 8.1). V prvním bodě navrhuji rychlost proudění spalin, pro určení průměru potrubí:

$$w_{sp}(návrh) = 15 \text{ m/s} \quad 8.31$$

Skutečný průtok spalin pro teplotu 173 °C (bod B) je:

$$\dot{V}_{sp}^B = \dot{V}_{sp} \cdot \frac{t_B + 273,15}{273,15} = 0,8 \cdot \frac{173 + 273,15}{273,15} = 1,31 \text{ m}^3/\text{s} \quad 8.32$$

Potřebný průtočný průřez potrubí a jeho vnitřní průměr:

$$S_{potrubí} = \frac{\dot{V}_{sp}^B}{w_{sp}(návrh)} = \frac{1,31}{15} = 0,087 \text{ m}^2 \quad 8.33$$

$$D_{potrubí} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{potrubí}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,087}{\pi}} = 0,333 \text{ m} = 333 \text{ mm} \quad 8.34$$

Maximální teplota spalin se bude pohybovat okolo 173 °C. Proto bude dostačovat potrubí DN350 (třídy PN6). Toto potrubí má větší průměr než vypočtený potřebný, dojde k malému poklesu rychlosti:

$$w_{sp}^{skut} = \frac{\dot{V}_{sp}^B}{S_{DN350}} = \frac{\dot{V}_{sp}^B}{\frac{\pi \cdot d_{DN350}^2}{2}} = \frac{1,31}{\frac{\pi \cdot 0,369^2}{2}} = 12,23 \text{ m/s} \quad 8.35$$

Součinitel místních ztrát pro kolena je $\xi = 0,3$. Potom tlaková ztráta tří těchto kolena bude:

$$\Delta p_{z_převaděč} = 3 \cdot \xi \cdot \frac{w_{sp_skut}^2}{2} \cdot \rho_B = 3 \cdot 0,3 \cdot \frac{12,23^2}{2} \cdot 0,775 = 52,16 \text{ Pa} \quad 8.36$$

8.4 Tlaková ztráta ekonomizéru

Tlaková ztráta ekonomizéru se skládá z místních ztrát na vstupním a výstupním hrdle a ze ztrát na vstupu a výstupu z trubek. Dále z tlakových ztrát způsobených třením v trubkách.

8.4.1 Ztráta třením v trubkách

Výpočet má stejný postup jako u výparníku. Nejprve je nutné stanovit Reynoldsovo číslo a následně určit součinitel tření λ .

Rychlost spalin ve výměníku (kde bod B je na vstupu do trubek a bod C na výstupu):

$$w_{sp}^B = \frac{\dot{V}_{sp}^B}{S_{sp}^{skut}} = \frac{1,308}{0,085} = 15,28 \text{ m/s} \quad 8.37$$

Kde S_{sp}^{skut} [m²] je průtočný průřez trubek v ekonomizéru (kapitola 6.2). Stejným způsobem je proveden výpočet v bodě C a následně je vypočtena střední rychlost.

$$\dot{V}_{sp}^C = 1,255 \text{ m}^3/\text{s} \quad 8.38$$

$$w_{sp}^C = 14,66 \text{ m/s} \quad 8.39$$

$$w_{BC} = \frac{w_{sp}^B + w_{sp}^C}{2} = \frac{15,28 + 14,66}{2} = 14,97 \text{ m/s} \quad 8.40$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w_{BC} \cdot d}{\nu_{BC}} = \frac{14,97 \cdot 0,0257}{2,869 \cdot 10^{-5}} = 13\,410 \text{ [-]} \quad 8.41$$

Kde ν_{BC} [m²/s] je kinematická viskozita (vypočtená v kapitole 6.3) a d [m] je vnitřní průměr trubek ekonomizéru.

Součinitel tření je odečten z grafu z odborné literatury (viz Obrázek 8 – Součinitel tření pro trubky), s pomocí Reynoldsova čísla a vnitřního průměru trubky.

$$\lambda = 0,0335 \text{ [-]} \quad 8.42$$

Tlaková ztráta třením v trubkách o délce $l = 0,7 \text{ m}$ (délka trubek ekonomizéru), je:

$$\Delta p_{z_třeni} = 0,0335 \cdot \frac{0,7}{0,0257} \cdot \frac{14,97^2}{2} \cdot 0,791 = 80,90 \text{ Pa} \quad 8.43$$

8.4.2 Místní ztráty

Tlaková ztráta na vstupní a výstupní přírubě ekonomizéru je dána součinitelem pro postupně se rozšiřující, resp. postupně zužující změny průřezu.

Výpočet postupoval podobně jako u výparníku podle odborné literatury [12]. Pro vstupní hrdlo je k určení ztrát potřeba vnitřní průřez převáděcí trubky a vnitřní průřez ekonomizéru, neboť místní ztráta je dána rovnicí:

$$\xi_{m_vstup} = \left(1 - \frac{S_1^2}{S_2^2}\right)^2 = \left(1 - \frac{0,107^2}{0,363^2}\right)^2 = 0,954 [-] \quad 8.44$$

Kde S_1 [m²] je plocha vnitřního průřezu převáděcí trubky a S_2 [m²] je plocha vnitřního průřezu ekonomizéru. Místní ztrátový součinitel pro výstupní, pozvolně se zužující se hrdlo kruhového průřezu (s úhlem zúžení 20-40°) je:

$$\xi_{m_výstup} = 0,4 [-] \quad 8.45$$

K výpočtu místních tlakových ztrát je použita příslušná rychlost spalin z rovnice 8.35 pro vstupní část. Pro výstupní část je potřeba dopočítat rychlost spalin ve výstupním potrubí:

$$w_{sp}^{komin} = \frac{\dot{V}_{spc}}{S_{DN350}} = \frac{1,255}{0,107} = 11,73 \text{ m/s} \quad 8.46$$

Tlaková ztráta výstupního hrdla je (pro hustotu spalin v bodě C; $\rho_C = 0,808 \text{ kg/m}^3$):

$$\Delta p_{z_vystup} = 0,04 \cdot \frac{11,73^2}{2} \cdot 0,808 = 2,22 \text{ Pa} \quad 8.47$$

Pro vstupní hrdlo je použita rychlost spalin v převáděcím potrubí ($w = 12,23 \text{ m/s}$). A hustota spalin v bodě B ($\rho_B = 0,775 \text{ kg/m}^3$).

$$\Delta p_{z_vstup} = 0,954 \cdot \frac{12,23^2}{2} \cdot 0,775 = 55,28 \text{ Pa} \quad 8.48$$

U místních ztrát při vstupu a výstupu z trubek je použita střední rychlost ve výměníku ($w_{BC} = 14,97 \text{ m/s}$) a střední hustota spalin ($\rho_{BC} = 0,791 \text{ kg/m}^3$).

$$\Delta p_{z_trubek} = (0,5 + 1) \cdot \frac{14,97^2}{2} \cdot 0,791 = 133,998 \text{ Pa} \quad 8.49$$

Součet všech místních tlakových ztrát je:

$$\Delta p_{z_ξ} = \Delta p_{z_vstup} + \Delta p_{z_vystup} + \Delta p_{z_trubek} = 55,28 + 2,22 + 133,99 = 191,49 \text{ Pa} \quad 8.50$$

8.4.3 Celková tlaková ztráta

Celková tlaková ztráta ekonomizéru je dána součtem místních ztrát a ztrát třením.

$$\Delta p_{z_eko} = \Delta p_{z_ξ} + \Delta p_{z_třeni} = 191,49 + 80,90 = 272,39 \text{ Pa} \quad 8.51$$

8.5 Tlaková ztráta v armaturách

Parní kotel musí být na straně spalin vybaven by-pass potrubím, a to z toho důvodu, aby byl zajištěn neustálý provoz kogenerační jednotky. K použití by-passu může dojít například v případě, kdy bude nutné zastavit kotel z technických důvodů (zastavení odběru páry, nebo kontrol kotle a jeho oprav).

V uzávěrech jsou pouze místní ztráty, k nim jejich výpočtu je potřeba určit ztrátové součinitele. Podle odborné literatury [12] je pro šoupě součinitel místních ztrát:

$$\xi_{m_šoupě} = 0,4 [-] \quad 8.52$$

Za ekonomizérem bude potrubí spalin těsně nad zemí a mířit směrem k zemi, bude tedy nutné ho opatřit dvěma koleny. Pro tyto kolena je součinitel:

$$\xi_{m_kolena} = 0,3 [-] \quad 8.53$$

Tlaková ztráta na výstupním šoupátku a kolenech, je počítána pro rychlost spalin v potrubí $w = 11,73 \text{ m/s}$ a hustotu v bodě C ($\rho_C = 0,808 \text{ kg/m}^3$).

$$\Delta p_{z_kolen} = (0,3 + 0,3) \cdot \frac{11,73^2}{2} \cdot 0,808 = 33,36 \text{ Pa} \quad 8.54$$

$$\Delta p_{z_šoupě_2} = 0,4 \cdot \frac{11,73^2}{2} \cdot 0,808 = 22,24 \text{ Pa} \quad 8.55$$

Tlaková ztráta na vstupním šoupátku pro rychlost spalin v příváděcím potrubí $w = 15,37 \text{ m/s}$ a hustotu v bodě A ($\rho_A = 0,485 \text{ kg/m}^3$) je:

$$\Delta p_{z_šoupě_1} = 0,4 \cdot \frac{15,37^2}{2} \cdot 0,485 = 22,92 \text{ Pa} \quad 8.56$$

Celková tlaková ztráta armatur je:

$$\Delta p_{z_armatur} = \Delta p_{z_šoupě_1} + \Delta p_{z_šoupě_2} + \Delta p_{z_kolen} = 22,92 + 22,24 + 33,6 = 78,76 \text{ Pa} \quad 8.57$$

8.6 Tlaková ztráta kotelního celku

Celková tlaková ztráta celého kotelního celku je dána součtem všech dílčích tlakových ztrát. Tato ztráta by neměla překročit limit **2 kPa** z hlediska kogenerační jednotky. Tato podmínka je splněna.

$$\Delta p_z = \Delta p_{z_přívaděč} + \Delta p_{z_výparník} + \Delta p_{z_převaděč} + \Delta p_{z_eko} + \Delta p_{z_armatur} \quad 8.58$$

$$\Delta p_z = 48,84 + 786,79 + 52,16 + 272,39 + 78,76 = 1238,94 \text{ Pa} \quad 8.59$$

9 Pevnostní výpočet kotle

Pevnostní výpočet kotle spočívá zejména ve stanovení minimální tloušťky pláště, trubek a trubkovnice jak ve výparníku, tak i v ekonomizéru. Výpočet je proveden dle příslušné normy ČSN EN 12953-3 pro válcové kotle. Jako první je potřeba určit materiál z něhož bude vybrán kotel sestrojen. Pro kotel, tedy plášť, trubky a trubkovnici použijeme materiál **P265GH**. Jedná se o materiál určený pro válcové kotle dle příslušné normy ČSN EN 12953-2.

9.1 Pevnostní výpočet výparníku

9.1.1 Výpočet tloušťky stěny trubek

Postup výpočtu minimální tloušťky stěn trubek je prováděn dle příslušné normy (dle [13]). Minimální tloušťka pak je:

$$e_v = e_{ct} + c_1 + c_2 \quad [mm] \quad 9.1$$

Kde e_{ct} [mm] je minimální tloušťka stěny bez přídavků, c_1 [mm] je přídavek na minusovou toleranci tloušťky stěny trubky a c_2 [mm] je přídavek na opotřebení (způsobeno abrazí částic či korozi).

Výpočet minimální tloušťky bez přídavků je proveden dle rovnice:

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot d_o}{1,6 \cdot f} \quad [mm] \quad 9.2$$

Kde p_c [MPa] je výpočtový (návrhový) tlak ve výparníku, d_o [mm] je vnější průměr trubky výparníku a f [MPa] je dovolené namáhání. Dovolené namáhání je stanoveno dle následujícího vzorce:

$$f = \min \left\{ \frac{R_{p0,2_{tc}}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} \quad [MPa] \quad 9.3$$

Kde $R_{p0,2_{tc}}$ [MPa] je smluvní mez kluzu 0,2 % pro danou teplotu t_c a R_m [MPa] je mez pevnosti pro daný materiál P265GH.

Hodnota R_m pro daný materiál dle normy ČSN EN 10216-2 je:

$$R_m = 430 \text{ MPa} \quad [14] \quad 9.4$$

Pro smluvní mez kluzu je nejprve nutné určit teplotu t_c , pro kterou je daná hodnota stanovena, tato teplota je dle normy pro kotel na odpadní teplo:

$$t_c = t_s + 50 = 165,03 + 50 = 215,03 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 9.5$$

Kde t_s je teplota nasycených par ve výparníku, tato teplota již byla určena v kapitole 4.1, pro bod 1. Hodnota této veličiny je $t_s = 165,03 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Mez kluzu je dána interpolací tabulkových hodnot:

$$R_{p0,2_{tc}} = R_{p0,2_{200}} - (t_c - 200) \cdot \frac{R_{p0,2_{200}} - R_{p0,2_{250}}}{250 - 200} \quad [MPa] \quad 9.6$$

$$R_{p0,2_{tc}} = 192 - (215,03 - 200) \cdot \frac{192 - 171}{250 - 200} = 185,69 \text{ MPa} \quad 9.7$$

Hodnoty smluvní meze kluzu pro materiál P265GH jsou dány dle normy [14] v následující tabulce:

Tabulka 16 – Smluvní mez kluzu pro P265GH [14]

Teplota [°C]	100	150	200	250	300	350
$R_{p0,2}$ [MPa]	226	213	192	171	154	141

Nyní lze dosadit do rovnice 9.3 pro výpočet dovoleného namáhání:

$$f = \min \left\{ \frac{185,69}{1,5}; \frac{430}{2,4} \right\} = 123,79 \text{ MPa} \quad 9.8$$

Pro vnější poloměr $d_o = 33,7 \text{ mm}$, výpočtový tlak $p_c = 0,701325 \text{ MPa}$ a výše uvedené dovolené namáhání je minimální tloušťka bez přídaveků dle rovnice 9.2.

$$e_{ct} = \frac{0,701325 \cdot 33,7}{1,6 \cdot 123,79} = 0,12 \text{ mm} \quad 9.9$$

Pro zvolenou tloušťku trubky je nutné určit přídavek. Přídavek na minusovou toleranci trubky je buď 12,5 % z hodnoty tloušťky, nebo 0,4 mm. Rozhoduje právě větší z těchto dvou hodnot. Zvolená tloušťka trubky je **4 mm**.

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot t_{vyp}; 0,4\} = \max\{0,125 \cdot 4; 0,4\} = 0,5 \text{ mm} \quad 9.10$$

Přídavek pro opotřebení, je zvolen dle příslušné normy [13], pro trubky s tloušťkou stěny do 30 mm:

$$c_2 = 0,75 \text{ mm} \quad 9.11$$

Výsledná minimální tloušťka stěny trubky je dána buď rovnicí 9.12 nebo platí minimální tabulková hodnota $e_v = 2,2 \text{ mm}$ pro trubky s vnějším průměrem $26,9 < D < 54 \text{ mm}$. Z těchto dvou platí větší hodnota.

$$e_v = 0,12 + 0,5 + 0,75 = 1,37 \text{ mm} \quad 9.12$$

Vypočtená hodnota je tedy menší než hodnota tabulková, minimální hodnota tloušťky stěny je dle normy **2,2 mm**. Přičemž skutečná hodnota je **4 mm**, což z pevnostního hlediska splňuje funkčnost.

9.1.2 Výpočet tloušťky stěny kotelního pláště

Výpočet je proveden podle stejného postupu jako výpočet minimální tloušťky stěn trubek. Pro určení přídaveku na minusovou toleranci však je třeba vycházet z nějaké tloušťky, proto je určena návrhová tloušťka stěny 14 mm.

Dovolené namáhání pláště je určeno pro teplotu nasycených par, mez pevnosti je stejná jako u trubek. Pro smluvní mez kluzu je nutno přepočíst pomocí interpolace Tabulka 16 pro teplotu $t_s = 165,03 \text{ °C}$:

$$R_{p0,2_{tc}} = 213 - (165,03 - 150) \cdot \frac{213 - 192}{200 - 150} = 206,69 \text{ MPa} \quad 9.13$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{206,69}{1,5}; \frac{430}{2,4} \right\} = 137,79 \text{ MPa} \quad 9.14$$

Minimální tloušťka stěny pláště bez přídavek pro tlak $p_c = 0,701325 \text{ MPa}$, vnější průměr $d_{os} = 1538 \text{ mm}$ a součinitel svarového spoje $\nu = 0,85$ je:

$$e_{cs} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot \nu + 2 \cdot p_c} = \quad 9.15$$

$$= \frac{0,701325 \cdot 1538}{(2 \cdot 137,79 - 0,701325) \cdot 0,85 + 2 \cdot 0,701325} = 4,59 \text{ mm} \quad 9.16$$

Přídavek na opotřebení je $c_2 = 0,75 \text{ mm}$ a přídavek na minusovou toleranci tloušťky stěny je 12,5 % z návrhové tloušťky 14 mm.

$$c_1 = 0,125 \cdot 14 = 1,75 \text{ mm} \quad 9.17$$

Minimální tloušťka stěny pláště s přídávky pak je:

$$e_{min} = e_{cs} + c_1 + c_2 = 4,59 + 1,75 + 0,75 = 7,09 \text{ mm} \quad 9.18$$

Návrhová tloušťka je větší než minimální dovolená podle pevnostních výpočtů, plášť výparníku je tak navržen správně.

9.1.3 Výpočet tloušťky stěny trubkovnic

Minimální tloušťka stěny trubkovnice bez přídavek je dána podle rovnice:

$$e_{ch} = C_4 \cdot b \cdot y \cdot \sqrt{\frac{p_c}{f}} \quad 9.19$$

Kde C_4 [-] je konstanta pro daný typ použitých opěr. U této trubkovnice se jedná pouze o rohové výtzuhy trubkovnice a hodnota této konstanty je $C_4 = 0,3$. y [-] je konstanta vyjadřující typ trubkovnice. Pro tento výměník se jednalo a kruhovou plochu podepřenou pouze pláštěm, hodnota této konstanty je $y = 1,56$. b [mm] je rozměr výpočtové („otrubkované“) plochy určený podle následujícího vzorce:

$$b = \frac{d_{pl} - D_t}{2} \quad 9.20$$

Kde $d_{pl} = 1510 \text{ mm}$ je vnitřní průměr pláště, a D_t [-] je průměr „otrubkované“ plochy. Výpočet je proveden dle následující vzorce:

$$D_t = 2 \cdot s \cdot \sqrt{\frac{n}{\pi \cdot \theta}} \text{ [mm]} \quad 9.21$$

Kde s [-] je rozteč trubek výparníku vypočtená v kapitole 7.1 ($s = 47 \text{ mm}$), n [-] je počet trubek ve výparníku z kapitoly 5.2, nutno počítat trubky 2x, jelikož se jedná o dvou tahový výměník ($n = 219 \cdot 2 = 438$). θ [-] je součinitel zaplnění, pro vystřídání uspořádání trubek do trojúhelníku je $\theta = 1,15$.

$$D_t = 2 \cdot 47 \cdot \sqrt{\frac{438}{\pi \cdot 1,15}} = 1035 \text{ mm} \quad 9.22$$

$$b = \frac{1510 - 1035}{2} = 237,5 \text{ mm} \quad 9.23$$

Minimální tloušťka stěny bez přídavků je vypočtena v následující rovnici, po dosazení vypočtených hodnot do rovnice 9.19. Hodnota dovoleného namáhání je stejná jako u pevnostního výpočtu trubek.

$$e_{ch} = 0,3 \cdot 237,5 \cdot 1,56 \cdot \sqrt{\frac{0,701325}{123,79}} = 8,37 \text{ mm} \quad 9.24$$

S přídavky $c_2 = 0,75 \text{ mm}$ a c_1 (přídavek je vypočten z návrhové tloušťky trubkovnice **14 mm** je to pak:

$$c_1 = 0,125 \cdot 14 = 1,75 \text{ mm} \quad 9.25$$

$$e_h = e_{ch} + c_1 + c_2 = 8,37 + 1,75 + 0,75 = 10,87 \text{ mm} \quad 9.26$$

Návrhová tloušťka je větší než minimální tloušťka stěny trubkovnice vypočtená dle normy a je tedy funkční.

9.1.4 Maximální velikost odbočky v plášti

Tato část pevnostního výpočtu je nutná z hlediska odboček vstupujících do pláště, jedná se zejména o kontrolní, ty jsou největších rozměrů a významně zasahují do pláště. Výpočet je proveden dle normy ČSN EN 12953-3.

Maximální vnější průměr nevyztužené odbočky je dán vzorcem:

$$d_{ob_max} = 2 \cdot \left(\frac{l_{rs}}{v_a} - l_{rs} \right) [m] \quad 9.27$$

Kde l_{rs} [m] je účinná délka hlavního tělesa přispívající k vyztužení, a v_a [-] je součinitel přípustného zeslabení. Ten se vypočte podle vztahu:

$$v_a = \frac{p_c \cdot d_{is}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot e_{rs}} [-] \quad 9.28$$

Kde d_{is} [m] je vnitřní průměr pláště výparníku a e_{rs} [m] je tloušťka stěny pláště bez přídavků:

$$d_{is} = d_{os} - 2 \cdot t_{pláště} = 1,538 - 2 \cdot 0,014 = 1,51 \text{ m} \quad 9.29$$

$$e_{rs} = t_{pláště} - c_1 - c_2 = 14 - 1,75 - 0,75 = 11,5 \text{ mm} = 0,0115 \text{ m} \quad 9.30$$

S pomocí stejného dovoleného namáhání (f_s) a pracovního tlaku (p_c) jako u výpočtu minimální tloušťky stěny (9.1.2) je součinitel přípustného zeslabení:

$$v_a = \frac{0,701325 \cdot 1,51}{(2 \cdot 137,79 - 0,701325) \cdot 0,0115} = 0,335 [-] \quad 9.31$$

Účinná délka hlavního tělesa přispívající k vyztužení je vypočtená podle vzorce:

$$l_{rs} = \min \left[\sqrt{(d_{is} + e_{rs}) \cdot e_{rs}}; l_{s1} \right] = \min[0,133; 0,3] = 0,133 \text{ m} \quad 9.32$$

Kde l_{s1} [m] je válcová délka hlavního tělesa od přechodové zóny po svar, u kontrolního otvoru se jedná o nejbližší svarový spoj v nosných nohách výparníku:

$$l_{s1} = 300 \text{ mm} = 0,3 \text{ m} \quad 9.33$$

Maximální vnější průměr odbočky bez vyztužení je po dosažení:

$$d_{ob_max} = 2 \cdot \left(\frac{0,133}{0,335} - 0,133 \right) = 0,525 \text{ m} = 525 \text{ mm} \quad 9.34$$

9.2 Pevnostní výpočet ekonomizéru

Pevnostní výpočet ekonomizéru je proveden stejným způsobem jako u výparníku, a to podle normy ČSN EN 12953-3. Rovněž i tento tepelný výměník je z oceli **P265GH**.

9.2.1 Výpočet tloušťky stěny trubek

Minimální tloušťka stěny trubky v ekonomizéru je:

$$e_v = e_{ct} + c_1 + c_2 \text{ [mm]} \quad 9.35$$

Výpočet minimální tloušťky bez přídavků je proveden dle rovnice:

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot d_o}{1,6 \cdot f} \text{ [mm]} \quad 9.36$$

Kde p_c [MPa] je výpočtový (návrhový) tlak v ekonomizéru, d_o [mm] je vnější průměr trubky ekonomizéru. Dovolené namáhání je stanoveno dle následujícího vzorce:

$$f = \min \left\{ \frac{R_{p0,2_{tc}}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} \text{ [MPa]} \quad 9.37$$

Kde $R_{p0,2_{tc}}$ [MPa] je smluvní mez kluzu 0,2 % pro danou teplotu t_c .

Hodnota R_m pro daný materiál P265GH dle normy ČSN EN 10216-2 je:

$$R_m = 430 \text{ MPa [14]} \quad 9.38$$

Pro smluvní mez kluzu je nejprve nutné určit teplotu t_c , pro kterou je daná hodnota stanovena, tato teplota je dle normy pro kotel na odpadní teplo:

$$t_c = t_s + 50 = 165,60 + 50 = 215,60 \text{ }^\circ\text{C} \quad 9.39$$

Kde t_s je teplota nasycených par v ekonomizéru. Tato teplota je stanovena pomocí programu X-steam pro tlak, který byla určen v kapitole 4.1 (bod 3). Hodnota této veličiny je $t_s = 165,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

Mez kluzu je dána interpolací tabulkových hodnot (Tabulka 16):

$$R_{p0,2_{tc}} = R_{p0,2_{200}} - (t_c - 200) \cdot \frac{R_{p0,2_{200}} - R_{p0,2_{250}}}{250 - 200} \text{ [MPa]} \quad 9.40$$

$$R_{p0,2_{tc}} = 192 - (215,6 - 200) \cdot \frac{192 - 171}{250 - 200} = 185,45 \text{ MPa} \quad 9.41$$

Nyní lze dosadit do rovnice 9.37 pro výpočet dovoleného namáhání:

$$f = \min \left\{ \frac{185,45}{1,5}; \frac{430}{2,4} \right\} = 123,63 \text{ MPa} \quad 9.42$$

Pro vnější poloměr $d_o = 33,7 \text{ mm}$ a výpočtový tlak $p_c = 0,711325 \text{ MPa}$ a dané dovolené namáhání je minimální tloušťka bez přídaveků dle rovnice 9.36.

$$e_{ct} = \frac{0,711325 \cdot 33,7}{1,6 \cdot 123,63} = 0,12 \text{ mm} \quad 9.43$$

Pro zvolenou tloušťku trubky je nutné určit přídavek, přídavek na minusovou toleranci trubky je buď 12,5 % z hodnoty tloušťky, nebo 0,4 mm. Rozhoduje právě větší z těchto dvou hodnot. Zvolená tloušťka trubky je **4 mm**.

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot t_{eko}; 0,4\} = \max\{0,125 \cdot 4; 0,4\} = 0,5 \text{ mm} \quad 9.44$$

Přídavek pro opotřebení, je zvolen dle příslušné normy [13], pro trubky s tloušťkou stěny do 30 mm:

$$c_2 = 0,75 \text{ mm} \quad 9.45$$

Výsledná minimální tloušťka stěny trubky je dána buď rovnicí 9.46 nebo platí minimální tabulková hodnota $e_v = 2,2 \text{ mm}$ pro trubky s vnějším průměrem $26,9 < D < 54 \text{ mm}$. Z těchto dvou platí větší hodnota.

$$e_v = 0,12 + 0,5 + 0,75 = 1,37 \text{ mm} \quad 9.46$$

Vypočtená hodnota je tedy menší než hodnota tabulková, minimální hodnota tloušťky stěny je dle normy **2,2 mm**. Přičemž skutečná hodnota je **4 mm**, což z pevnostního hlediska splňuje funkčnost.

9.2.2 Výpočet tloušťky stěny pláště ekonomizéru

Výpočet je proveden podle stejného postupu jako výpočet minimální tloušťky stěny u výparníku. Pro určení přídaveku na minusovou toleranci je ale potřeba vycházet z nějaké tloušťky, proto je určena návrhová tloušťka 6 mm.

Dovolené namáhání pláště je určeno pro teplotu nasycených par jako u trubek ekonomizéru (viz 9.2.1), mez pevnosti je stejná jako u trubek. Smluvní mez kluzu je nutno přepočítat pomocí interpolace tabulky Tabulka 16 pro teplotu $t_s = 165,03 \text{ °C}$:

$$R_{p0,2_{tc}} = 213 - (165,6 - 150) \cdot \frac{213 - 192}{200 - 150} = 206,45 \text{ MPa} \quad 9.47$$

$$f_s = \min\left\{\frac{206,45}{1,5}; \frac{430}{2,4}\right\} = 137,63 \text{ MPa} \quad 9.48$$

Minimální tloušťka stěny pláště bez přídaveků pro tlak $p_c = 0,711325 \text{ MPa}$, vnější průměr $d_{os} = 710 \text{ mm}$ a součinitel svarového spoje $v = 0,85$ je:

$$e_{cs} = \frac{p_c \cdot d_{os}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} = \quad 9.49$$

$$= \frac{0,711325 \cdot 710}{(2 \cdot 137,63 - 0,711325) \cdot 0,85 + 2 \cdot 0,711325} = 2,15 \text{ mm} \quad 9.50$$

Přídavek na opotřebení je $c_2 = 0,75 \text{ mm}$ a přídavek na minusovou toleranci tloušťky stěny je 12,5 % z návrhové tloušťky 6 mm.

$$c_1 = 0,125 \cdot 6 = 0,75 \text{ mm} \quad 9.51$$

Minimální tloušťka stěny pláště s přídatky pak je:

$$e_{min} = e_{cs} + c_1 + c_2 = 2,15 + 0,75 + 0,75 = 3,65 \text{ mm} \quad 9.52$$

Návrhová tloušťka je větší než minimální dovolená podle pevnostních výpočtů, plášť výparníku je tak navržen správně.

9.2.3 Výpočet tloušťky stěny trubkovnic

Minimální tloušťka stěny trubkovnice bez přídatků je dána podle rovnice:

$$e_{ch} = C_4 \cdot b \cdot y \cdot \sqrt{\frac{p_c}{f}} \quad 9.53$$

Hodnota konstanty C_4 pro přivařenou trubkovnici bez podpěr je $C_4 = 0,33$. y [-] u tohoto výměníku, kde se jednalo o kruhovou plochu podepřenou pouze pláštěm, hodnota této konstanty je $y = 1,56$.

Rozteč trubek v ekonomizéru je $s = 43 \text{ mm}$, počet trubek v ekonomizéru je $n = 165$. Pro vystřídání uspořádání trubek do trojúhelníku je součinitel zaplnění $\theta = 1,15$.

$$D_t = 2 \cdot 43 \cdot \sqrt{\frac{165}{\pi \cdot 1,15}} = 581,2 \text{ mm} \quad 9.54$$

Pro průměr pláště $d_{pl} = 790 \text{ mm}$ je rozměr „otrubkované“ plochy:

$$b = \frac{790 - 581,2}{2} = 104,4 \text{ mm} \quad 9.55$$

Minimální tloušťka stěny bez přídatků je vypočtena v následující rovnici, po dosazení vypočtených hodnot do rovnice 9.53. Hodnota dovoleného namáhání je stejná jako u pevnostního výpočtu trubek.

$$e_{ch} = 0,33 \cdot 104,4 \cdot 1,56 \cdot \sqrt{\frac{0,711325}{123,63}} = 2,28 \text{ mm} \quad 9.56$$

S přídatky $c_2 = 0,75 \text{ mm}$ a c_1 (přídatek je vypočten z návrhové tloušťky trubkovnice **6 mm**) je minimální tloušťka pláště:

$$c_1 = 0,125 \cdot 6 = 0,75 \text{ mm} \quad 9.57$$

$$e_h = e_{ch} + c_1 + c_2 = 2,28 + 0,75 + 0,75 = 3,78 \text{ mm} \quad 9.58$$

Návrhová tloušťka je větší než minimální tloušťka stěny trubkovnice vypočtená dle normy a je tedy funkční.

9.2.4 Maximální velikost odbočky v plášti

Výpočet je proveden stejným způsobem jako u výparníku, je zde také nutné ověřit maximální velikost odbočky pro kontrolní otvory.

$$d_{is} = d_{os} - 2 \cdot t_{plášť} = 710 - 2 \cdot 0,006 = 0,698 \text{ m} \quad 9.59$$

$$e_{rs} = t_{plášť} - c_1 - c_2 = 6 - 0,75 - 0,75 = 4,5 \text{ mm} = 0,0045 \text{ m} \quad 9.60$$

d_{is} [m] je vnitřní průměr pláště ekonomizéru a e_{rs} [m] je tloušťka stěny pláště bez přídatků. S pomocí stejného dovoleného namáhání (f_s) a pracovního tlaku (p_c) jako u výpočtu minimální tloušťky stěny (9.2.2) je součinitel přípustného zeslabení:

$$v_a = \frac{0,711325 \cdot 0,698}{(2 \cdot 137,63 - 0,711325) \cdot 0,0045} = 0,402 \text{ [-]} \quad 9.61$$

Účinná délka hlavního tělesa přispívající k vyztužení je vypočtená podle vzorce:

$$l_{rs} = \min \left[\sqrt{(d_{is} + e_{rs}) \cdot e_{rs}}; l_{s1} \right] = \min[0,056; 0,06] = 0,056 \text{ m} \quad 9.62$$

Kde l_{s1} [m] je válcová délka hlavního tělesa od přechodové zóny po svar, u kontrolního otvoru ekonomizéru je nejbližší svar od trubkovnice a to:

$$l_{s1} = 60 \text{ mm} = 0,06 \text{ m} \quad 9.63$$

Maximální vnější průměr odbočky bez vyztužení je po dosažení:

$$d_{ob_max} = 2 \cdot \left(\frac{0,056}{0,402} - 0,056 \right) = 0,407 \text{ m} = 167 \text{ mm} \quad 9.64$$

10 Vybavení kotelního celku

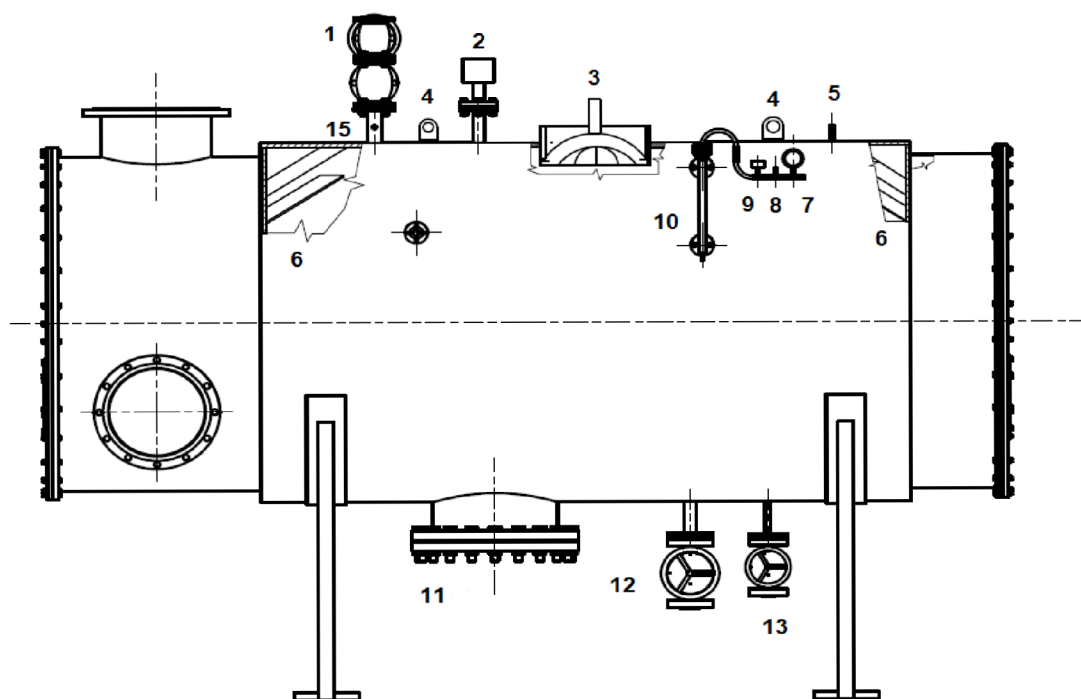
Vybavení kotelního celku (výparníku a ekonomizéru) bylo navrženo dle normy ČSN EN 12953-6. Jedná se o zařízení jako teploměry, tlakoměry, pojistné ventily, a různé další měřicí či uzavírací zařízení důležité či nezbytné pro provoz parního kotle.

10.1 Výparník

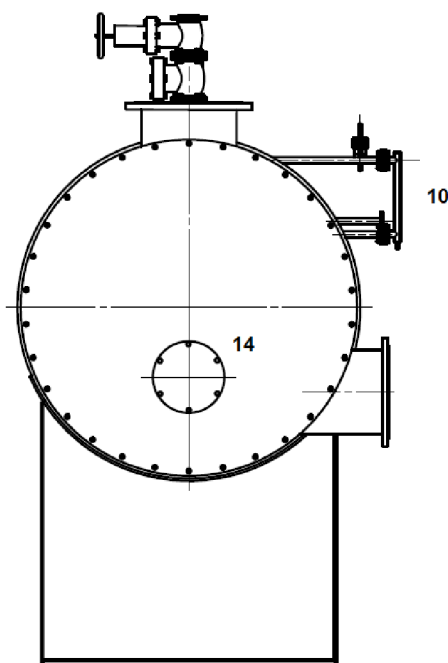
Jednotlivé součásti a jejich pozice jsou naznačeny v následujícím obrázku (Obrázek 9 a Obrázek 10) a uvedeny v následující tabulce (Tabulka 17 – *Součásti výparníku*).

Tabulka 17 – *Součásti výparníku*

Název součásti	Označení
Hlavní parní uzavírací ventil + zpětná klapka	1
Přetlakový ventil	2
Kontrolní otvor na straně páry	3
Závěsná oka	4
Jímka pro snímač hladiny + omezovač hladiny	5
Rohové výztuhy	6
Měření tlaku – tlakoměr	7
Měření tlaku – převodník	8
Měření tlaku – omezovač	9
Ukazatel úrovně hladiny	10
Kontrolní otvor na straně vody	11
Odvodňovací ventil	12
Ventil odluhu	13
Kontrolní otvor na straně spalín	14
Teploměr na výstupu páry	15



Obrázek 9 – *Výparník-pohled č.1*



Obrázek 10 – Výparník-pohled č.2

Ukazatel úrovně hladiny je připojen k tělesu výparníku trubkami DN20 PN40, aby splnil požadavek na minimální průměr. Na horní trubce k ukazateli je vývod pro měření tlaku páry. Na tomto vývodu pro měření tlaku je analogový tlakoměr, převodník na digitální tlakoměr a také omezovač tlaku. Omezovač tlaku slouží k odstavení přívodu tepla do kotle před dosažením nastaveného tlaku na pojistném ventilu. Na spodní straně ukazatele úrovně hladiny musí být umístěn odvzdušňovací ventil, aby nedošlo k jeho zavzdušnění. [15]

Amatura pro odvod syté páry je doplněna o zpětnou klapku, která zamezí zpětnému proudění páry. Tato armatura musí mít jednoznačné označení otevřeného a uzavřeného stavu. Návrh pojistného ventilu není tématikou této práce, avšak vývod z tohoto ventilu musí být opatřen trubkou vedoucí mimo prostory kotelny a nesmí obsahovat žádný uzávěr. [15]

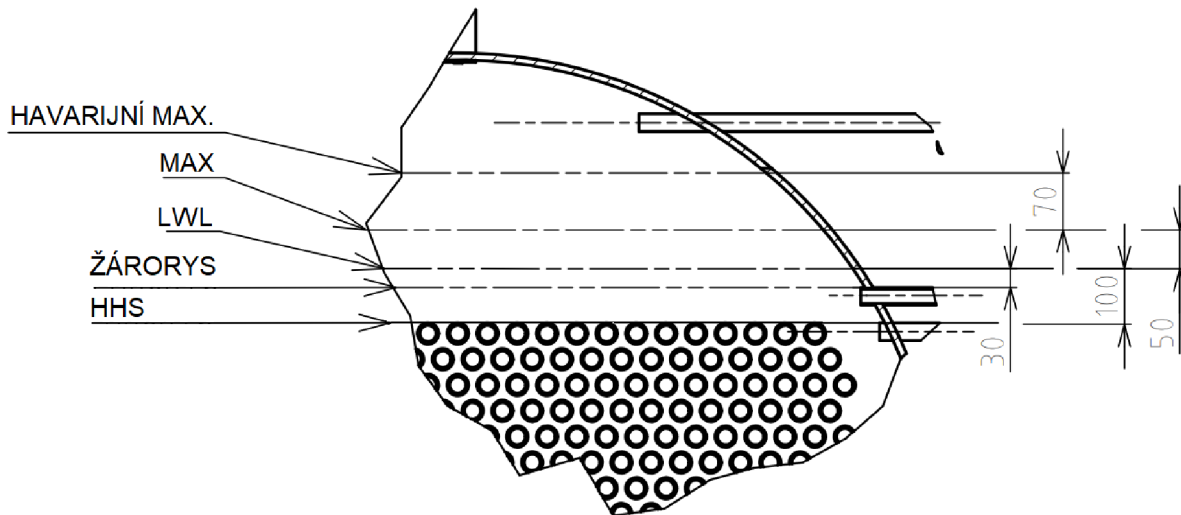
Řízení hladiny vody v kotli musí být provedeno automaticky, k tomuto řízení je umístěn snímač hladiny s omezovačem, ten by zastavil přítok vody do kotle při maximální povolené hladině v kotli a v druhém případě při nedostatku vody (na hladině LWL) by odstavil přívod spalin (tepla) do kotle. Aby v žádném případě nedošlo k poškození kotle či jiných technologií. [15]

10.1.1 Úrovně hladiny ve výparníku

Dle požadavků normy musí být kotel opatřen vodoznakem na kterém je označena úroveň hladiny LWL, další úrovně být vyznačeny nemusí, ale musí být uvedeny.

- LWL – nejnižší provozní úroveň hladiny, podle normy je její velikost klasifikována pro tento kotel jako vzdálenost 100 mm nad HHS (nejvyšší bod výhřevné plochy – vnější pláště nejvýše položené řady trubek) [15]
- MAX – jedná se o maximální provozní hladinu v kotli, její vzdálenost od nejvýše položené výhřevné plochy je 150 mm [15]

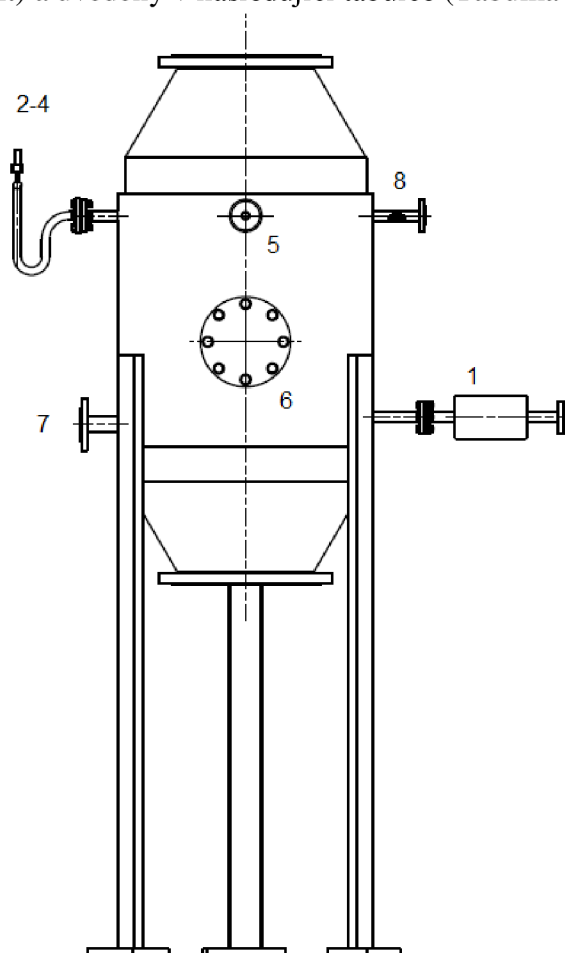
- Havarijní MAX. – Maximální hladina vody v kotli, při jejím dosažení dojde k automatickému odstavení přívodu vody do kotle, a tedy i odstavení z provozu. Hodnota havarijního maxima je 230 mm nad HHS. [15]
- Žárorys – je minimální hladina provozu kotle, při dosažení této hladiny dojde k automatickému odstavení přívodu spalín do výparníku. [15]



Obrázek 11 – Úrovně hladiny ve výparníku

10.2 Ekonomizér

Jednotlivé součásti a jejich pozice jsou naznačeny v následujícím obrázku (**Chyba! Nenašel jsem zdroj odkazů.**) a uvedeny v následující tabulce (Tabulka 18).



Obrázek 12 - Ekonomizér

Tabulka 18 – Součásti ekonomizéru

Název součásti	Označení
Napájecí hlava	1
Měření tlaku – tlakoměr	2
Měření tlaku – omezovač	3
Měření tlaku – převodník	4
Pojistný ventil	5
Kontrolní otvor	6
Odvodnění	7
Teploměr na výstupní armatuře vody	8

Ekonomizér je vybaven podobným měřením tlaku jako u výparníku, tedy trojicí měřících přístrojů. Důležitým prvkem je napájecí hlava, ta je umístěna na vstupním potrubí vody do ekonomizéru. Součástí napájecí hlavy je uzavírací ventil se zpětnou klapkou, uzavírací ventil je umístěn blíže kotli a zpětná klapka až za ním. Dále v napájecí hlavě jsou výstupy pro měření průtoku, teploty napájecí vody a výstupy pro kontrolu kvality napájecí vody. [15]

10.3 Další potřebné zařízení pro chod kotelný

Dalšími nutnými zařízeními pro oběh tepelného cyklu v kotelně je napájecí nádrž, v které je zásoba kotelní vody, a čerpadla pro vyvinutí potřebného tlaku v kotli. Dále je nutné zařízení pro úpravu kvality vody a různé řídicí systémy kotelný.

10.3.1 Napájecí nádrž a chemická úprava vody

Výpočet a návrh konstrukce napájecí nádrže není cílem této práce, napájecí nádrž je tedy do kotelný dodávána jako kompletní celek od firmy **Bosch**. Jedná se o **modul tepelné úpravy vody WSM-T**. Tento modul slouží pro všechny kotle do výkonu 8 000 kg_{páry}/hod. Funkcí tohoto celku je shromažďování a zásobování napájecí vodou, dále částečným termickým odplyněním vody. Dalšími funkcemi je dávkování chemikálií do napájecí vody, zajištění ochrany čerpadel před chodem „nasucho“. Pro systém řízení kotelný jsou k dispozici výstupy s daty o stavu hladiny v nádrži, teploty napájecí vody a teploty vypouštěné vody. [16]

Pro chemickou úpravu vody je celek napájecí nádrže doplněn o **modul chemické úpravy vody WTM**. Ten je složen ze zařízení na změkčování napájecí vody a zásobníku určeného pro rozpouštění solí. [16]

Celý tento komplet je doplněn o **analýzátor vody WA**, jedná se o měřicí zařízení, které vyhodnocuje kvalitu vody. Ta je pak s pomocí napájecí nádrže a modulu chemické úpravy upraveny na požadovanou kvalitu. [16]

10.3.2 Čerpadlo

Čerpadlo napájecí vody musí být zálohováno, to znamená, že jsou vedle sebe umístěny dvě čerpadla stejného typu. A to z důvodu, aby v případě poruchy jednoho čerpadla bylo zajištěno potřebné zásobování napájecí vodou do kotle. Čerpadla jsou zajištěna **napájecím modulem PM** od firmy Bosch. Jedná se o vícestupňová vysokotlaká odstředivá čerpadla napájená přes frekvenční měnič. Tyto čerpadla jsou doplněna o ukazatel tlaku, filtrem, uzavírací armaturou a zpětnou klapkou. Celý tento modul je napojen na napájecí nádrž. [16]

10.3.3 Parní rozdělovač

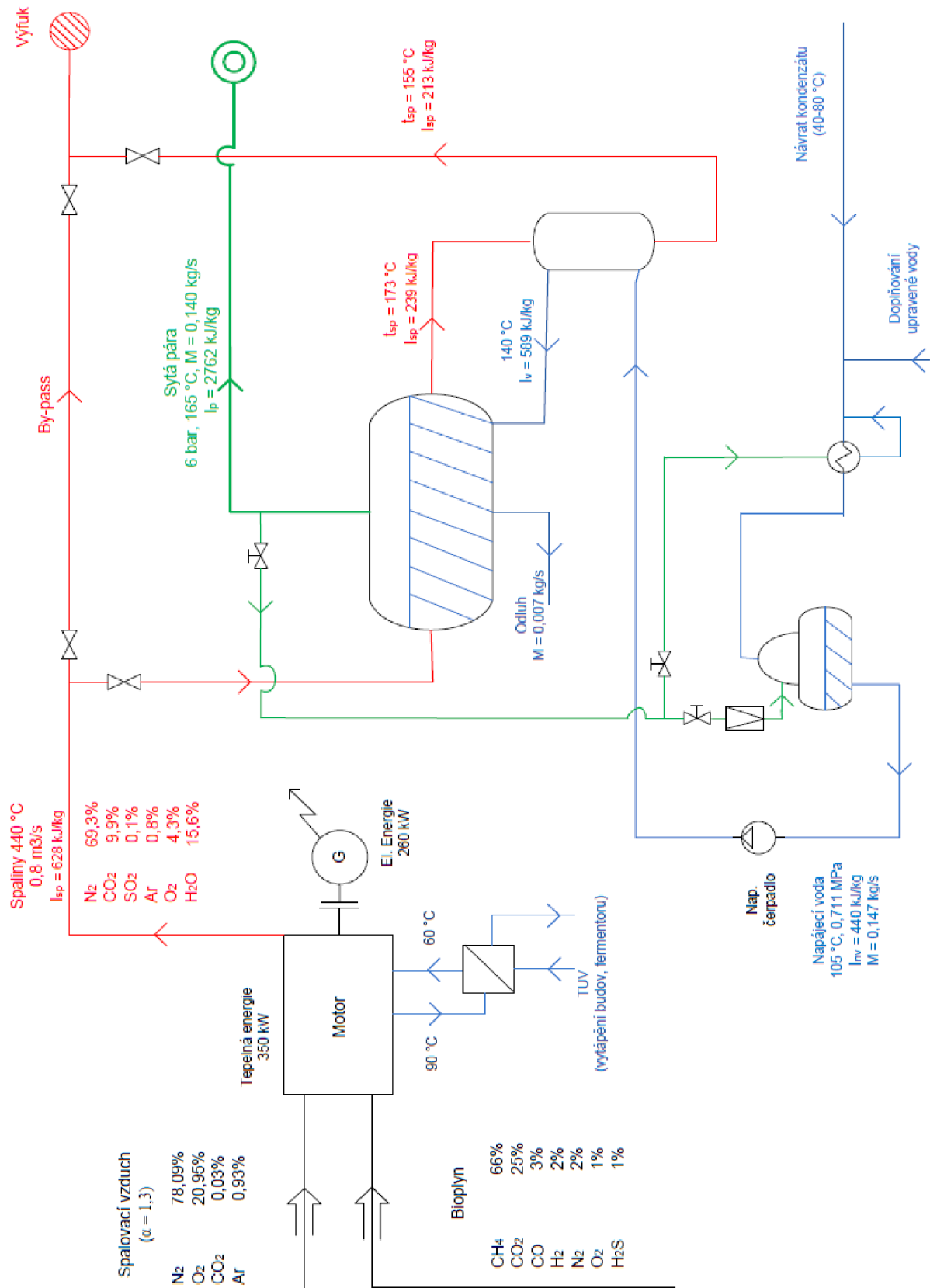
Za výstupem z výparníkové části by měl být umístěn parní rozdělovač, který zajistí odběr syté páry pro odplynění v napájecí nádrži či pro ohřev napájecí vody nebo kondenzátu. Jako parní rozdělovač navrhuji **parní rozdělovač SD** od firmy Bosch. [16]

10.3.4 Doprava kondenzátu

Kondenzát z technologie, pro kterou je kotel navrhován, či z tepelného zužitkování pro vytápění, je nutné dopravit zpět do napájecí nádrže. Pro tento účel jen nutná kondenzační nádrž s čerpadly. Tuto činnost zajistí **kondenzační modul CSM** (Bosch). Jedná se o modul složený z nádrže pro kondenzát s potřebným měřením pro řízení a čerpadel. [16]

11 Schéma kotelny

Jedná se o zjednodušené tepelné schéma kotelny a důležitých částí, doplněných o vlastnosti jednotlivých médií (spalin, vody a páry) v důležitých uzlech.



Obrázek 13 – Schéma kotelny

12 Závěr

Cílem této diplomové práce byl návrh parního kotle na spaliny z kogenerační jednotky spalující bioplyn. Výpočet byl proveden ze zadaných požadavků na kotel, kde byla zadána sytá pára o relativním tlaku 6 bar. Dále byl zadán průtok spalin $0,8 \text{ m}^3/\text{s}$, o teplotě $440 \text{ }^\circ\text{C}$. K návrhu parního kotle byl zvolen žárotrubnatý kotel. Protože je z hlediska požadavku syté páry a jeho výhod pro tento konkrétní příklad nejvhodnějším typem kotle.

Před samotným výpočtem rozměrů teplosměnných ploch je nutné ještě určit potřebné neznámé hodnoty, které nebyly definovány zadáním. Mezi tyto hodnoty patří teplota napájecí vody, teplota syté páry na výstupu z kotle, entalpie spalin a parní výkon kotle. Teplota napájecí vody byla navržena na $105 \text{ }^\circ\text{C}$. K výpočtu entalpie spalin bylo nutné nejprve provést stechiometrii spalování kogenerační jednotky pro dané složení bioplynu. Složení bioplynu je uvedeno v Tabulka 2 (strana č. 20). Pro přebytek vzduchu $\alpha = 1,3$ (typický pro klasické plynové motory pracující v režimu chudé směsi) bylo vypočteno složení spalin a zapsáno do Tabulka 4 – Složení spalin (strana č. 24). Z daného složení spalin byla vypočtena celková entalpie s pomocí entalpií jednotlivých složek, hodnota entalpie spalin o teplotě $440 \text{ }^\circ\text{C}$ je přibližně $627,7 \text{ kJ/Nm}^3$. K výpočtu teploty a entalpie spalin za výparníkem a za ekonomizérem, bylo dále nutné určit body na straně vody. K určení těchto bodů bylo potřeba navrhnout pinch point (teplotní rozdíl mezi vodou a spalinami ve výparníku), ten byl navrhnout na $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Rovněž byl navrhnout i nedohřev vody mezi výparníkem a ekonomizérem, jeho hodnota byla $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Se všemi potřebnými hodnotami mohl nyní proběhnout výpočet parního výkonu kotle ($0,14 \text{ kg}_{\text{páry}}/\text{s}$) a výpočet tepelného výkonu jednotlivých částí. Tepelný výkon výparníku je 306 kW a ekonomizéru 22 kW . Teplota spalin vstupujících do komínu je $155 \text{ }^\circ\text{C}$.

Postup výpočtu teplosměnných ploch je proveden dle odborné literatury (Budaj: Podklady pro teplený výpočet). Pro výpočet ekonomizéru i výparníku byla navržena spalinová trubka o vnějším průměru $33,7 \text{ mm}$ (vnitřním $25,7 \text{ mm}$). Návrhová rychlost spalin pro obě zařízení je 15 m/s . Vypočtená délka výměníku pro výparník je $4,97 \text{ m}$ a teplosměnná plocha nabývá zaokrouhlené hodnoty 88 m^2 . U výparníku je délka $0,7 \text{ m}$ a teplosměnná plocha přibližně 9 m^2 . Konstrukce jednotlivých částí obou zařízení jsou provedeny podle platné normy ČSN EN 12953. Části namáhané tlakem tak jsou zhotoveny z materiálu P265GH, jedná se konkrétně o plášť, trubkovnice, trubky či odbočky v plášti. Tloušťka pláště byla ověřena pevnostním výpočtem, u výparníku je 14 mm , ekonomizéru pak 6 mm . Trubkovnice u výparníku má tloušťku stěny 14 mm a ekonomizéru 6 mm .

Z hlediska zapojení parního kotle na kogenerační jednotku je nutné provést výpočet aerodynamické ztráty. Tato ztráta v kotelním celku by neměla přesáhnout 2 kPa . V případě přesáhnutí tohoto limitu by mohlo dojít ke snížení účinnosti spalování, či úplnému „zadušení“ motoru. Aerodynamická ztráta celého kotelního celku je $1,239 \text{ kPa}$ a podmínka tak byla splněna.

V 9. kapitole byl proveden návrh dalších důležitých částí kotelny jako napájecí nádrž, čerpadla či úpravna doplňované vody. Ze všech částí kotelny bylo na závěr sestaveno zjednodušené schéma kotelny.

Navrhnutý parní kotel je z technického hlediska realizovatelný, jeho praktická využitelnost by se ale musela nejprve ověřit z hlediska ekonomické návratnosti. Využití kotle na odpadní teplo je v případě kogenerační jednotky v bioplynové stanici na správném místě. Dojde tím k většímu využití tepla vzniklého při spálení bioplynu a zvýšení účinnosti celku.

13 Seznam použitých zdrojů

- [1] MOLEK, Tomáš. Bioplyn a bioplynové stanice v ČR. In: *OEnergetice* [online]. OM Solutions, 2015 [cit. 2019-01-03]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/technologie/bioplyn-a-bioplynove-stance-v-cr/>
- [2] BALÁŠ, Marek. *KOTLE A VÝMĚNÍKY TEPLA*. Druhé. BRNO: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [3] Bioplynové stanice. In: *Vítejte na Zemi...* [online]. Praha: Cenia, 2013 [cit. 2019-01-03]. Dostupné z: http://www.vitejtenazemi.cz/cenia/?p=bioplynove_stanice&site=odpady
- [4] Jak to funguje: Jak funguje kogenerační jednotka. In: *ČEZ Energo* [online]. Praha: ČEZ, 2019 [cit. 2019-01-03]. Dostupné z: <http://www.cezenergo.cz/cs/o-kogeneraci/jak-funguje-kogenerace.html>
- [5] Kyslík ano, ale ne v napájecí vodě parních kotlů. In: *Spirax Sarco* [online]. Praha: Spirax Sarco, 2019 [cit. 2019-01-06]. Dostupné z: <http://www.spiraxsarco.com/global/cz/News/Pages/Kysl%C3%ADk-ano,-ale-ne-v-nap%C3%A1jec%C3%AD-vod%C4%9B-parn%C3%ADch-kotl%C5%AF.aspx>
- [6] Odborná informace: Válcové žárotrubné kotle v porovnání s vodotrubnými kotli. In: *Bosch Thermotechnology Commercial & Industrial* [online]. Praha: Bosch Industriekessel, 2012 [cit. 2019-01-06]. Dostupné z: https://www.bosch-industrial.com/files/fb013_cz.pdf
- [7] POLACH, Vladislav. *Parní kotle* [online]. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2011 [cit. 2019-01-07]. Dostupné z: https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provoz-stroju_1-3/1_IUT/005_Parn-kotle---Polach---P0.pdf
- [8] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. Praha: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [9] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Kogenerační jednotky malého výkonu v komunálních a průmyslových tepelných zdrojích*. Brno: PC-DIR, 1997. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0889-8.
- [10] Složení atmosférického vzduchu. In: *TZB - info* [online]. Praha: Topinfo, c2001-2019 [cit. 2019-01-09]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/74-slozeni-atmosferickeho-vzduchu>
- [11] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 2. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1979, 288 s.
- [12] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [13] ČSN EN 12953-3. *Válcové kotle: Část 3: Konstrukce a výpočet částí namáhaných tlakem*. Druhé vydání. Praha: Český normalizační institut, 2016.
- [14] ČSN EN 10216-2. *Bezešvé ocelové trubky pro tlakové účely - Technické dodací podmínky: Část 2: Trubky z nelegovaných a legovaných ocelí se*

- stanovenými vlastnostmi při zvýšených teplotách*. Druhé vydání. Praha: Český normalizační institut, 2014.
- [15] ČSN EN 12953-6. *Válcové kotle: Část 6: Požadavky na výstroj kotle*. První vydání. Praha: Český normalizační institut, 2003.
- [16] Příslušenství kotelny: Perfektní a efektivní v modulovém provedení. In: *Bosch – průmyslové kotle a kogenerační jednotky* [online]. Gerlingen-Schillerhöhe: Bosch Industriekessel GmbH, 2019 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: https://www.bosch-industrial.com/files/mng/BR_BoilerHouseComponents_cz.pdf
- [17] ŠAFAŘÍK, Miroslav. Safarik-obr-6_1. In: *Biom* [online]. Praha: České sdružení pro biomasu, c2001-2018 [cit. 2019-01-03]. Dostupné z: https://biom.cz/upload/9dde8a86bc39c815ad93f4e52cbe3ebf/safarik-obr-6_1.jpg

14 Seznam použitých symbolů a zkratek

Symbol	Název	Jednotka
$\check{C}OV$	Čistička odpadních vod	–
t_{sp}	Teplota spalin	$^{\circ}C$
\dot{V}_{SP}	Objemový průtok spalin	m^3/s
t_{NV}	Teplota napájecí vody	$^{\circ}C$
t_p	Teplota páry	$^{\circ}C$
M_p	Parní výkon	kg/s
NTO	Nízkotlaký ohřívák	–
VTO	Vysokotlaký ohřívák	–
α	Součinitel přebytku vzduchu	–
CH_4	Methan	–
CO_2	Oxid uhličitý	–
CO	Oxid uhelnatý	–
H_2	Vodík	–
N_2	Dusík	–
O_2	Kyslík	–
H_2S	Sulfan	–
$V_{O_2 min}$	Minimální množství spalovacího kyslíku	$m_{O_2}^3/m_{pal}^3$
V_{vz}^S	Minimální množství suchého vzduchu pro spalování	$m_{S\ vzd}^3/m_{pal}^3$
f	Faktor zvětšení objemu suchého vzduchu o vodní páru	–
$V_{vz min}$	Minimální množství vlhkého vzduchu pro spalování	m_{vzd}^3/m_{pal}^3
$V_{sp min}$	Minimální objem spalin	m^3/m_{pal}^3
V_i	Minimální objem i-složky spalin	m^3/m_{pal}^3
ω_i	Relativní zastoupení i-složky v bioplynu	m^3/m_{pal}^3
V_{sp}	Skutečný objem spalin (s přebytkem vzduchu)	m^3/m_{pal}^3
V_{α}	Množství přebytku vzduchu	m^3/m_{pal}^3
V_i^{vzS}	Objem přiváděných i-složek suchého vzduchu	m^3/m_{pal}^3
x_i^{vz}	Objemový zlomek i-složek vzduchu ve vlhkém vzduchu	–
V_i^{α}	Množství i-složek v přebytku vzduchu	m^3/m_{pal}^3
V_i^{celk}	Celkové množství i-složky ve spalinách	m^3/m_{pal}^3
$V_{sp celk}$	Celkové množství spalin	m^3/m_{pal}^3
x_i	Objemový zlomek i-složek ve spalinách	–
x_{1-4}	Suchost v jednotlivých bodech páry/vody	–
p_{1-4}	Tlak v jednotlivých bodech	$Pa; MPa; bar$
t_i	Teplota v i-bodech	$^{\circ}C$
I_i	Entalpie (v i-bodech nebo pro i-složky)	kJ/kg
I_{sp-i}	Entalpie spalin (pro i-teploty)	kJ/kg
\dot{Q}_N	Využitelný tepelný výkon spalin	kW
\dot{Q}_{RC}	Tepelný výkon ztráty sáláním	kW
z_S	Ztráta sáláním	–
\dot{Q}_{AB}	Předaný tepelný výkon ze spalin ve výparníku	kW
$\dot{Q}_{Vyp}; \dot{Q}_{13}$	Tepelný výkon výparníku	kW

\dot{Q}_p	Parní výkon	kW
\dot{Q}_o	Tepelný tok v odluhu	kW
\dot{M}_i	Hmotnostní tok (p – páry, o – odluhu, NV – napájecí vody)	kg/s
$\dot{Q}_{EKO}; \dot{Q}_{34}$	Tepelný výkon ekonomizéru	kW
D_v	Vnější průměr trubky výparníku	mm
d_v	Vnitřní průměr trubky výparníku	mm
t_v	Tloušťka stěny trubky výparníku	mm
$w_{sp}(návrh)$	Návrhová rychlost spalin	m/s
t_{AB}	Střední teplota spalin mezi body A-B	$^{\circ}C$
\dot{V}_{sp}^i	Objemový průtok spalin pro i-teplotu	m^3/s
S_{sp}	Teoretický průtočný průřez	m^2
n_{tr}	Počet trubek tepelného výměníku	–
S_{sp}^{skut}	Skutečný průtočný průřez	m^2
w_{sp}^{skut}	Skutečná rychlost spalin	m/s
α	Součinitel přestupu tepla (α_k -konvekční a α_s -sálavá složka)	W/m^2K
ω	Součinitel omývání teplosměnné plochy	–
d_e	Ekvivalentní průměr	m
Pr	Prandltovo číslo	–
ν	Součinitel kinematické viskozity	m^2/s
λ	Součinitel tepelné vodivosti	W/mK
C_t, C_l, C_m	Opravné koeficienty	–
l	Délka trubek	m
k	Součinitel prostupu tepla	W/m^2K
ψ	Součinitel tepelné efektivnosti	–
S_{vyp}	Teplosměnná plocha výparníku	m^2
Δt_{in}	Logaritmický teplotní spád	$^{\circ}C$
$\Delta t_v, \Delta t_m$	Rozdíly mezi teplotami spalin a vody	$^{\circ}C$
l_{vyp}	Délka trubek výparníku	m
O_{trubek}	Obvod všech trubek výměníku	m
S_{vyp}^{skut}	Skutečná teplosměnná plocha výparníku	m^2
\dot{Q}_{vyp}^{skut}	Skutečný tepelný výkon výparníku	kW
$I_{SPB}^{skut}; t_B^{skut}$	Skutečná entalpie, resp. teplota v bodě B	$kJ/kg; ^{\circ}C$
D_{eko}	Vnější průměr trubky ekonomizéru	mm
d_{eko}	Vnitřní průměr trubky ekonomizéru	mm
t_{eko}	Tloušťka stěny trubky ekonomizéru	mm
t_{BC}	Střední teplota spalin mezi body B-C	$^{\circ}C$
\dot{V}_{sp}^{BC}	Objemový průtok spalin pro střední teplotu mezi body B-C	m^3/s
S_{eko}	Teplosměnná plocha ekonomizéru	m^2
l_{eko}	Délka trubek ekonomizéru	m
S_{eko}^{skut}	Skutečná teplosměnná plocha ekonomizéru	m^2
\dot{Q}_{eko}^{skut}	Skutečný tepelný výkon ekonomizéru	kW
$I_{SPC}^{skut}; t_C^{skut}$	Skutečná entalpie, resp. teplota v bodě C	$kJ/kg; ^{\circ}C$
D	Vnější průměr trubky	mm
m	Mezera mezi trubkami	mm
S	Rozteč mezi trubkami	mm
Δp_z	Tlaková ztráta	Pa

ξ	Místní ztrátový součinitel	—
w	Rychlost spalin	m/s
ρ	Hustota spalin	kg/m^3
λ	Součinitel tření	—
d	Vnitřní průměr trubky	mm
ρ_i	Hustota i-složky spalin	kg/m^3
ρ_x	Hustota spalin pro x-teplotu	kg/m^3
\dot{V}_{sp}^i	Objemový průtok spalin pro teplotu v bodě i	m^3/s
$S_{potrubí}$	Průřez potrubí	m^2
$D_{potrubí}$	Vnitřní průměr potrubí	mm
S_{DN-i}	Průřez daného potrubí dle normy	m^2
d_{DN-i}	Vnitřní průměr daného potrubí dle normy	mm
$\Delta p_{z,\xi}$	Místní tlaková ztráta	Pa
$\Delta p_{z_potrubí}$	Tlaková ztráta přímého potrubí	Pa
$\Delta p_{z_přivaděč}$	Celková tlaková ztráta přivaděče	Pa
Re	Reynoldsovo číslo	—
$\Delta p_{z_tření}$	Tlaková ztráta třením v trubkách	Pa
$\xi_{m,i}$	Místní ztrátový součinitel-i (vstupní, výstupní)	—
$S_1; S_2$	Vstupní, resp. výstupní průřez k výpočtu ztrát. součinitele	m^2
Δp_{z_vstup}	Tlaková ztráta vstupního hrdla	Pa
Δp_{z_vystup}	Tlaková ztráta výstupního hrdla	Pa
Δp_{z_trubek}	Místní tlaková ztráta trubek	Pa
$\Delta p_{z,\xi}$	Součet místních tlakových ztrát	Pa
$\Delta p_{z_vyparník}$	Celková tlaková ztráta výparníku	Pa
$\Delta p_{z_převaděč}$	Tlaková ztráta převaděcího potrubí	Pa
Δp_{z_eko}	Celková tlaková ztráta ekonomizéru	Pa
$\xi_{m_šoupě}$	Místní ztrátový součinitel šoupěte	—
ξ_{m_kolena}	Místní ztrátový součinitel kolena potrubí	—
Δp_{z_kolen}	Tlaková ztráta kolen potrubí	Pa
$\Delta p_{z_šoupě}$	Tlaková ztráta šoupěte	Pa
$\Delta p_{z_armatur}$	Celková tlaková ztráta armatur	Pa
Δp_z	Tlaková ztráta kotelního celku	Pa
e_v	Minimální tloušťka stěny trubek	mm
e_{ct}	Minimální tloušťka stěny trubek bez přídavků	mm
c_1	Přídavek na minusovou toleranci tloušťky stěny trubky	mm
c_2	Přídavek na opotřebení	mm
p_c	Výpočtový (návrhový) tlak	MPa
d_o	Vnější průměr trubky	mm
f	Dovolené namáhání trubek	MPa
$R_{p0,2_{tc}}$	Smluvní mez kluzu 0,2 % pro danou teplotu t_c	MPa
R_m	Mez pevnosti	MPa
t_c	Výpočtová teplota	$^{\circ}C$
t_s	Teplota nasycených par	$^{\circ}C$
f_s	Dovolené namáhání stěny pláště	MPa
d_{os}	Vnější průměr pláště	mm
ν	Součinitel svarového spoje	—

e_{cs}	Minimální tloušťka stěny pláště bez přídavků	<i>mm</i>
e_{min}	Minimální tloušťka stěny pláště	<i>mm</i>
e_{ch}	Minimální tloušťka stěny trubkovnice bez přídavků	<i>mm</i>
C_4	Konstanta pro daný typ opěr	–
b	Rozměr výpočtové plochy	<i>mm</i>
y	Konstanta pro daný typ trubkovnice	–
D_t	Průměr otrubkové plochy	<i>mm</i>
d_{pl}	Vnitřní průměr pláště	<i>mm</i>
e_h	Minimální tloušťka stěny trubkovnice	<i>mm</i>
d_{ob_max}	Maximální průměr odbočky v plášti	<i>mm</i>
l_{rs}	Účinná délka hlavního tělesa přispívající k vyztužení	<i>mm</i>
ν_a	Součinitel přípustného zeslabení	–
d_{is}	Vnitřní průměr pláště	<i>mm</i>
e_{rs}	Tloušťka stěny pláště bez přídavků	<i>mm</i>
l_{s1}	Válcová délka hlavního tělesa od přechodové zóny po svar	<i>mm</i>
<i>LWL</i>	Lowest water level – Minimální hladina vody	–
<i>MAX</i>	Maximální hladina vody	–
<i>HHS</i>	Nejvyšší bod výhřevné plochy	–
M	Hmotnostní tok vody/páry	<i>kg/s</i>

15 Seznamy

15.1 Seznam příloh

Příloha č.1	Výkres výparníku	Formát A2
Příloha č.2	Výkres ekonomizéru	Formát A2
Příloha č.3	Výkres sestavení	Formát A2

15.2 Seznam obrázků

Obrázek 1 – Příklad schématu kogenerační jednotky s turbínou [17]	17
Obrázek 2 – schéma termického odplynění [7].....	19
Obrázek 3 – Pilový diagram kotle (průběh teplot).....	25
Obrázek 4 – Teplotní spád výparníku	33
Obrázek 5 – Teplotní spád ekonomizéru	38
Obrázek 6 – Schéma rozložení trubek	40
Obrázek 7 – mezera mezi pláštěm a trubkovým svazkem	41
Obrázek 8 – Součinitel tření pro trubky [8]	45
Obrázek 9 – Výparník-pohled č.1	58
Obrázek 10 – Výparník-pohled č.2	59
Obrázek 11 – Úrovně hladiny ve výparníku	60
Obrázek 12 - Ekonomizér	61
Obrázek 13 – Schéma kotelny.....	63

15.3 Seznam tabulek

Tabulka 1 – Složení bioplynu [1].....	16
Tabulka 2 – Bioplyn o výhřevnosti 20 MJ/m_n^3 [2]	20
Tabulka 3 – Složení atmosférického vzduchu [10].....	22
Tabulka 4 – Složení spalin	24
Tabulka 5 – Entalpie spalin.....	26
Tabulka 6 – Rozměr trubek výparníku.....	29
Tabulka 7 – Součinitel tepelné vodivosti $\lambda \cdot 103 \text{ [W/mK]}$ [11].....	31
Tabulka 8 – Součinitel kinematické viskozity $\nu \cdot 106 \text{ [m}^2\text{/s]}$ [11].....	31
Tabulka 9 – Prandltovo číslo [11].....	31
Tabulka 10 – Rozměr trubek ekonomizéru	35
Tabulka 11 – Součinitel tepelné vodivosti $\lambda \cdot 103 \text{ [W/mK]}$ [11].....	36
Tabulka 12 – Součinitel kinematické viskozity $\nu \cdot 106 \text{ [m}^2\text{/s]}$ [11].....	37
Tabulka 13 – Prandltovo číslo [11].....	37
Tabulka 14 – Hustota spalin.....	42
Tabulka 15 – Místní ztrátové součinitel výparníku	44
Tabulka 16 – Smluvní mez kluzu pro P265GH [14].....	51
Tabulka 17 – Součásti výparníku	58
Tabulka 18 – Součásti ekonomizéru	61