



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA KOGENERAČNÍ JEDNOTKY PRO VÝROBU TECHNOLOGICKÉ PÁRY A VYTÁPĚNÍ

THE USE OF WASTE HEAT COGENERATION UNITS FOR STEAM AND HEATING

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. DALIBOR JEŽ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MAREK BALÁŠ, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Dalibor Jež

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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:

Využití odpadního tepla kogenerační jednotky pro výrobu technologické páry a vytápění

v anglickém jazyce:

The use of waste heat cogeneration units for steam and heating

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte návrh technologické sestavy a důležitých částí systému pro výrobu technologické páry a tepla pro vytápění. Zdrojem tepla je kogenerační jednotka o elektrickém výkonu 500 kW, která spaluje bioplyn.

Je požadována dodávka technologické páry o tlaku 0,6 MPa(a) a teplotě 240 °C. Teplo pro vytápění je požadováno o teplotním spádu 80/60 °C. Je požadováno upřednostnit v rámci energetických možností výrobu páry oproti výrobě tepla vytápění.

Cíle diplomové práce:

- Vyberte vhodný typ kogenerační jednotky pro danou aplikaci.
- Sestavte bilanční energetické schéma technologické soustavy.
- Proveďte technickou specifikaci základních prvků technologické soustavy, které jsou nutné pro zabezpečení funkčnosti technologie.
- Proveďte tepelný a hydraulický výpočet vodotrubnatého parního kotle.
- Sestrojte projekční výkres parního kotle v rozsahu, který je dostačující pro následné konstrukční zpracování.
- Pevnostní výpočty pro určení tloušťek stěn trubek parního kotle.

Seznam odborné literatury:

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

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

Stehlík P., Kohoutek J., Nemcanský J.: Tepelné pochody, Výpočet výměníku tepla, Skripta VUT Brno, 1991. ISBN 80-214-0363-2

CSN 69 0010 Tlakové nádoby stabilní

Vedoucí diplomové práce: Ing. Marek Baláš, Ph.D.

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

V Brně, dne 19.11.2014

L.S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem technologické soustavy pro výrobu technologické páry a tepla pro vytápění. Zdrojem energie je kogenerační jednotka.

V první části práce je návrh soustavy včetně jejího popisu. Ve druhé části je proveden stechiometrický výpočet a tepelná bilance parního kotle. Hlavní část práce je věnována návrhu samotného parního kotle na odpadní teplo. Provedeny jsou tepelný, aerodynamický, hydraulický a pevnostní výpočty. Součástí práce je také výkresová dokumentace navrženého kotle.

Klíčová slova

kogenerační jednotka, kotel na odpadní teplo, spaliny, technologická pára, tepelný výpočet, aerodynamický výpočet, hydraulický výpočet, pevnostní výpočet

ABSTRACT

This master's thesis deals with design of technological system for heating and process steam generation. The source of energy is a cogeneration unit.

The thesis is divided into several parts. The first part is design of technological system and description. The second part is realized stoichiometric calculation and the thermal balance of steam boiler. The main part of thesis is design of the waste heat steam boiler. The thermal calculation, aerodynamic calculation, hydraulic calculation and strength calculation were made. The thesis also includes the drawing of designed waste heat steam boiler.

Key words

cogeneration unit, waste heat boiler, flue gas, process steam, thermal calculation, aerodynamic calculation, hydraulic calculation, strength calculation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JEŽ, D. Využití odpadního tepla kogenerační jednotky pro výrobu technologické páry a vytápění. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 99 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marek Baláš, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Využití odpadního tepla kogenerační jednotky pro výrobu technologické páry a vytápění“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Marka Baláše, Ph.D. a s užitím uvedené odborné literatury a podkladů.

V Brně dne 29.5.2015

Podpis:

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Marku Balášovi, Ph.D. za čas, který mi věnoval, a za cenné připomínky a rady během vypracování této práce.

Obsah

Úvod	17
1 Kogenerační jednotka	18
1.1 <i>Výběr KJ pro navrhovanou technologickou soustavu.....</i>	<i>19</i>
2 Návrh technologické soustavy	20
2.1 <i>Technická specifikace zvolené kogenerační jednotky</i>	<i>21</i>
2.2 <i>Prívod paliva a spalovacího vzduchu KJ.....</i>	<i>21</i>
2.3 <i>Teplo pro vytápění.....</i>	<i>21</i>
2.4 <i>Spaliny KJ</i>	<i>22</i>
2.5 <i>Parní kotel.....</i>	<i>22</i>
3 Stechiometrické výpočty	23
3.1 <i>Objemové složení stechiometrického množství spalin</i>	<i>23</i>
3.2 <i>Objemové složení spalin s přebytkem vzduchu</i>	<i>25</i>
3.3 <i>Výhřevnost uvažovaného bioplynu.....</i>	<i>28</i>
3.4 <i>Měrná hmotnost spalin.....</i>	<i>29</i>
3.4.1 Stanovení měrné hmotnosti spalin	29
4 Tepelný výpočet kotle na odpadní teplo	30
4.1 <i>Parametry pilového diagramu na straně vody a páry.....</i>	<i>31</i>
4.2 <i>Entalpie spalin</i>	<i>32</i>
4.2.1 Stanovení entalpie stechiometrických spalin	32
4.2.2 Stanovení entalpie minimálního množství vzduchu.....	33
4.2.3 Celková entalpie spalin s přebytkem vzduchu	33
4.2.4 Bod A pilového diagramu	34
4.2.5 Bod C pilového diagramu	34
4.3 <i>Tepelný výkon výhřevných ploch a ztráty sáláním</i>	<i>34</i>
4.4 <i>Hmotnostní průtok páry.....</i>	<i>35</i>
4.5 <i>Tepelná bilance kotle.....</i>	<i>35</i>
4.6 <i>Návrh spalinového kanálu.....</i>	<i>36</i>
4.6.1 Rozměry trubek přehříváku.....	36
4.6.2 Počet trubek v jedné podélně řadě přehříváku	36
4.6.3 Návrhová průtočná plocha spalin přehříváku.....	37
4.6.4 Stanovení rozměrů spalinového kanálu	38
4.6.5 Přepočítání parametrů přehříváku pro skutečný spalinový kanál.....	39
4.6.6 Shrnutí parametrů spalinového kanálu.....	40

4.7	<i>Návrh teplosměnných ploch</i>	40
4.7.1	Stanovení součinitele prostupu tepla pro žebrované trubky	41
4.7.2	Střední logaritmický teplotní spád.....	43
4.7.3	Stanovení počtu podélných řad teplosměnné plochy	44
4.8	<i>Návrh přehříváku</i>	45
4.8.1	Součinitel přestupu tepla v přehříváku	45
4.8.2	Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany	46
4.8.3	Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany.....	47
4.8.4	Celková plocha trubek z vnější (spalinové) strany	48
4.8.5	Celková plocha trubek z vnitřní strany.....	48
4.8.6	Střední logaritmický teplotní spád.....	48
4.8.7	Stanovení počtu podélných řad přehříváku	49
4.8.8	Přepoččet parametrů přehříváku pro skutečný počet podélných řad.....	49
4.8.9	Shrnutí parametrů přehříváku.....	50
4.9	<i>Návrh výparníku</i>	51
4.9.1	Počet trubek v jedné podélné řadě výparníku.....	52
4.9.2	Parametry média ve výparníku.....	52
4.9.3	Parametry spalin ve výparníku	52
4.9.4	Součinitel přestupu tepla ve výparníku	53
4.9.5	Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany.....	53
4.9.6	Celková plocha trubek z vnější (spalinové) strany	55
4.9.7	Střední logaritmický teplotní spád.....	55
4.9.8	Stanovení počtu podélných řad přehříváku	55
4.9.9	Přepoččet parametrů výparníku pro skut. počet podélných řad	56
4.9.10	Shrnutí parametrů výparníku.....	57
4.10	<i>Návrh ekonomizéru</i>	58
4.10.1	Parametry vody v ekonomizéru.....	59
4.10.2	Počet trubek v jedné podélné řadě ekonomizéru	59
4.10.3	Parametry spalin v ekonomizéru	60
4.10.4	Součinitel přestupu tepla v ekonomizéru	61
4.10.5	Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější strany.....	61
4.10.6	Celková plocha trubek z vnější strany.....	63
4.10.7	Střední logaritmický teplotní spád.....	63
4.10.8	Stanovení počtu podélných řad ekonomizéru.....	64
4.10.9	Přepoččet parametrů ekonomizéru pro skutečný počet podélných řad	64
4.10.10	Shrnutí parametrů ekonomizéru	65
4.11	<i>Skutečný pilový diagram kotle</i>	66

5	Aerodynamický výpočet kotle	67
5.1	<i>Tlaková ztráta spalín na svazku žebrovaných trubek</i>	<i>67</i>
5.2	<i>Tlaková ztráta spalín ve výfuku</i>	<i>69</i>
5.3	<i>Výpočet tlakové ztráty spalín</i>	<i>70</i>
5.3.1	Tlaková ztráta spalín na přehříváku	70
5.3.2	Tlaková ztráta spalín na výparníku	70
5.3.3	Tlaková ztráta spalín na ekonomizéru	71
5.3.4	Tlaková ztráta spalín ve výfuku	71
5.4	<i>Celková tlaková ztráta spalín kotle.....</i>	<i>72</i>
6	Buben parního kotle	73
6.1	<i>Dovolené zatížení bubnu.....</i>	<i>74</i>
6.2	<i>Návrh bubnu</i>	<i>75</i>
7	Hydraulický výpočet kotle	76
7.1	<i>Přirozená cirkulace vodotrubnatého kotle.....</i>	<i>76</i>
7.1.1	Cirkulační číslo	76
7.1.2	Zavodňovací potrubí kotle	78
7.1.3	Převáděcí potrubí kotle	78
7.1.4	Kontrola proudění ve varném okruhu	79
7.2	<i>Návrh zavodňovacího potrubí.....</i>	<i>80</i>
7.3	<i>Návrh převáděcího potrubí.....</i>	<i>81</i>
7.4	<i>Spojovací potrubí kotle</i>	<i>81</i>
7.4.1	Návrh vstupního potrubí do ekonomizéru.....	82
7.4.2	Návrh výstupního potrubí z ekonomizéru.....	83
7.4.3	Návrh vstupního potrubí do přehříváku	83
7.4.4	Návrh výstupního potrubí z přehříváku	84
7.5	<i>Shrnutí navrženého potrubí kotle.....</i>	<i>84</i>
7.6	<i>Tlakové ztráty parovodního systému</i>	<i>85</i>
7.6.1	Výpočet tlakových ztrát v přehříváku	86
7.6.2	Výpočet tlakových ztrát v ekonomizéru	87
7.6.3	Výpočet tlakových ztrát na vstupu do bubnu	88
7.6.4	Výpočet tlakových ztrát na výstupu z bubnu	88
7.6.5	Celkové tlakové ztráty parovodní směsi v kotli	88
8	Návrh materiálu hlavních částí kotle	89
9	Pevnostní výpočty pro určení tloušťky stěn trubek parního kotle	90
9.1	<i>Výpočet tloušťky stěn trubek</i>	<i>91</i>

Závěr	92
Seznam použitých zdrojů.....	93
Seznam použitých symbolů a zkratk	94
Seznam obrázků	97
Seznam tabulek.....	98
Seznam příloh	99

Úvod

V posledních desetiletích zaznamenala lidská společnost obrovský přísun nových znalostí a dovedností, což umožnilo urychlit její rozvoj. Spolu s rozvojem společnosti výrazně vzrostly také nároky na její životní úroveň. S touto skutečností je nepochybně mimo jiné spojena neustále rostoucí poptávka a spotřeba energie v různých formách – ať už v podobě ropy, zemního plynu, elektrické energie, nebo tepla. Abychom mohli energii využít, je třeba přetransformovat ji do vhodné podoby. K tomu nám slouží různé stroje a zařízení – např. turbíny, kotle, tepelné výměníky a další. Všechna tato zařízení však pracují s určitými energetickými ztrátami, což má negativní vliv na jejich výslednou účinnost. Je tedy na místě zasadit se o minimalizaci ztrát, zefektivnění procesu transformace energie a tím dosáhnout navýšení výsledné účinnosti.

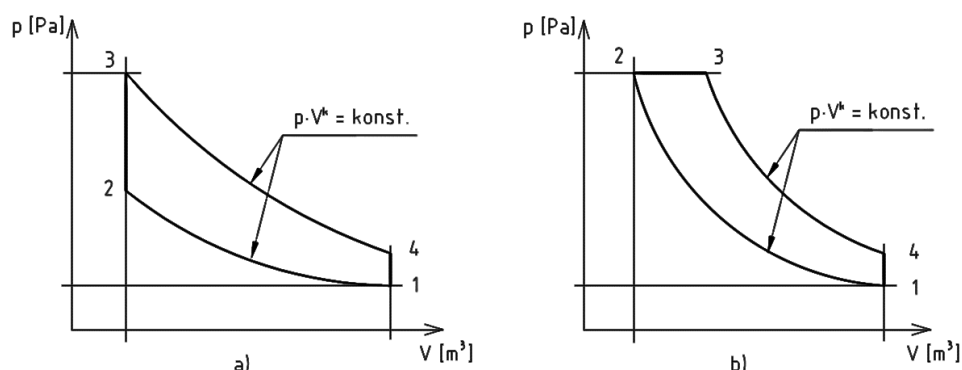
Příkladem může být **kogenerační jednotka (KJ)**. Jedná se o zařízení, které pracuje v režimu tzv. kombinované výroby elektrické energie a tepla (KVET). KJ opatřená spalovacím motorem (SM) vyrábí pomocí generátoru elektrickou energii. Dalším produktem KJ je „odpadní“ tepelná energie. Tato tepelná energie je v případě KJ dále užitečně využita, což zvyšuje celkovou účinnost zařízení.

Ke zvýšení účinnosti technologického celku lze například využít také **kotel na odpadní teplo**. Za odpadní teplo lze považovat např. tepelnou energii spalin, které jsou produktem průmyslových závodů (plynové turbíny, nebo také KJ). Spaliny jsou přivedeny do spalinového kanálu kotle, kde je jejich tepelná energie předávána jednotlivým teplosměnným plochám kotle. Produktem kotle na odpadní teplo potom může být např. pára a ochlazené spaliny.

Cílem této diplomové práce je návrh technologické soustavy pro výrobu technologické páry a tepla pro vytápění o zadaných parametrech, včetně specifikace prvků soustavy. Jako zdroj tepelné energie poslouží kogenerační jednotka, která bude vybrána z aktuální nabídky na trhu. Součástí práce bude také tepelný, hydraulický a pevnostní výpočty vodotrubnatého parního kotle včetně projekčního výkresu.

1 Kogenerační jednotka

Jak již bylo řečeno, kogenerační jednotka (KJ) je zařízení, které pracuje v režimu tzv. kombinované výroby elektrické energie a tepla. Jako pohonná jednotka většinou slouží automobilový nebo lodní spalovací motor, upravený pro spalování plynného paliva. Využití zde nachází zážehové i vznětové motory. [1]



Obrázek 1-1: a) Ideální cyklus zážehového SM (Otto) b) Ideální cyklus vznětového SM (Dieselův) [2]

Jako palivo spalovacích motorů KJ může sloužit například:

- Zemní plyn – nejčastější palivo KJ,
- bioplyn,
- skládkový plyn,
- kalový plyn.

Spalovací motor pohání generátor, který vyrábí **elektrickou energii**. Elektrinu je po splnění zákonných podmínek možné dodávat do distribuční sítě, přičemž distributor je povinen vykoupit ji. Nedílnou součástí produkce KJ je také **tepelná energie** v podobě tepla, které svou činností produkuje generátor, tepla z chlazení motoru, jeho olejového hospodářství a v neposlední řadě také tepelná energie spalin motoru. Výhodou KJ je schopnost využít pomocí soustavy tepelných výměníků i toto odpadní teplo – např. k ohřevu vody. Není tedy třeba tepelnou energii vyrábět pomocí jiného zdroje, který představuje další finanční náklady, a který ke svému provozu potřebuje další palivo. Na druhou stranu nezbytným předpokladem k instalaci kogenerační jednotky je využití veškerého vyrobeného tepla, což zvláště v letních měsících může být problém. V takovém případě se nabízí možnost tzv. **trigenerace** – kombinované výroby elektřiny, tepla a chladu. Jedná se o spojení KJ a absorpční chladicí jednotky, která dokáže tepelnou energii proměnit v chlad. [1]

Charakteristické energetické parametry KJ:

- **elektrický výkon** – okamžitý výkon v podobě elektřiny, kterou je KJ schopna dodávat
- **tepelný výkon** – okamžitý výkon v podobě tepla, které je KJ schopna dodávat
- **teplárenský modul e** – poměr vyrobené elektrické (Q_e) a tepelné (Q_t) energie

$$e = \frac{Q_e}{Q_t} [-]$$

Mezi výhody KJ patří: [3]

- vysoká efektivita využití paliva,
- možnost prodeje vyrobené elektřiny,
- snížení přenosových ztrát – jedná se o lokální zdroje elektrické a tepelné energie,
- nízká produkce škodlivin.

Mezi nevýhody KJ lze zařadit: [3]

- poměrně vysoké investiční náklady,
- návratnost je závislá na využití vyrobené elektřiny a tepla,
- zdroj hluku.

1.1 Výběr KJ pro navrhovanou technologickou soustavu

Dle zadání diplomové práce má jako zdroj energie pro navrhovanou technologickou soustavu sloužit kogenerační jednotka o výkonu 500 kWe spalující bioplyn. Při průzkumu aktuální nabídky na trhu KJ jsem dospěl ke zjištění, že zcela nejrozšířenějším provedením jsou KJ spalující zemní plyn. Poptávka po jednotkách spalujících bioplyn není tak velká jako u zemního plynu, nicméně přesto je lze nalézt v nabídce většiny výrobců. Technické specifikace KJ stejného výkonu spalujících zemní plyn a bioplyn jsou prakticky totožné.

Na základě informací, které jsou k dispozici na webových stránkách jednotlivých výrobců, byly osloveny společnosti **TEDOM a.s.**, **MOTORGAS s.r.o.** a **KOGEN Technology s.r.o.** s prosbou o poskytnutí podrobných technických parametrů jimi nabízených KJ, které splňují zadané požadavky. Ze získaných podkladů byla nakonec vybrána kogenerační jednotka **Cento L500 bioplyn** v provedení s protihlukovým krytem společnosti **TEDOM a.s.**



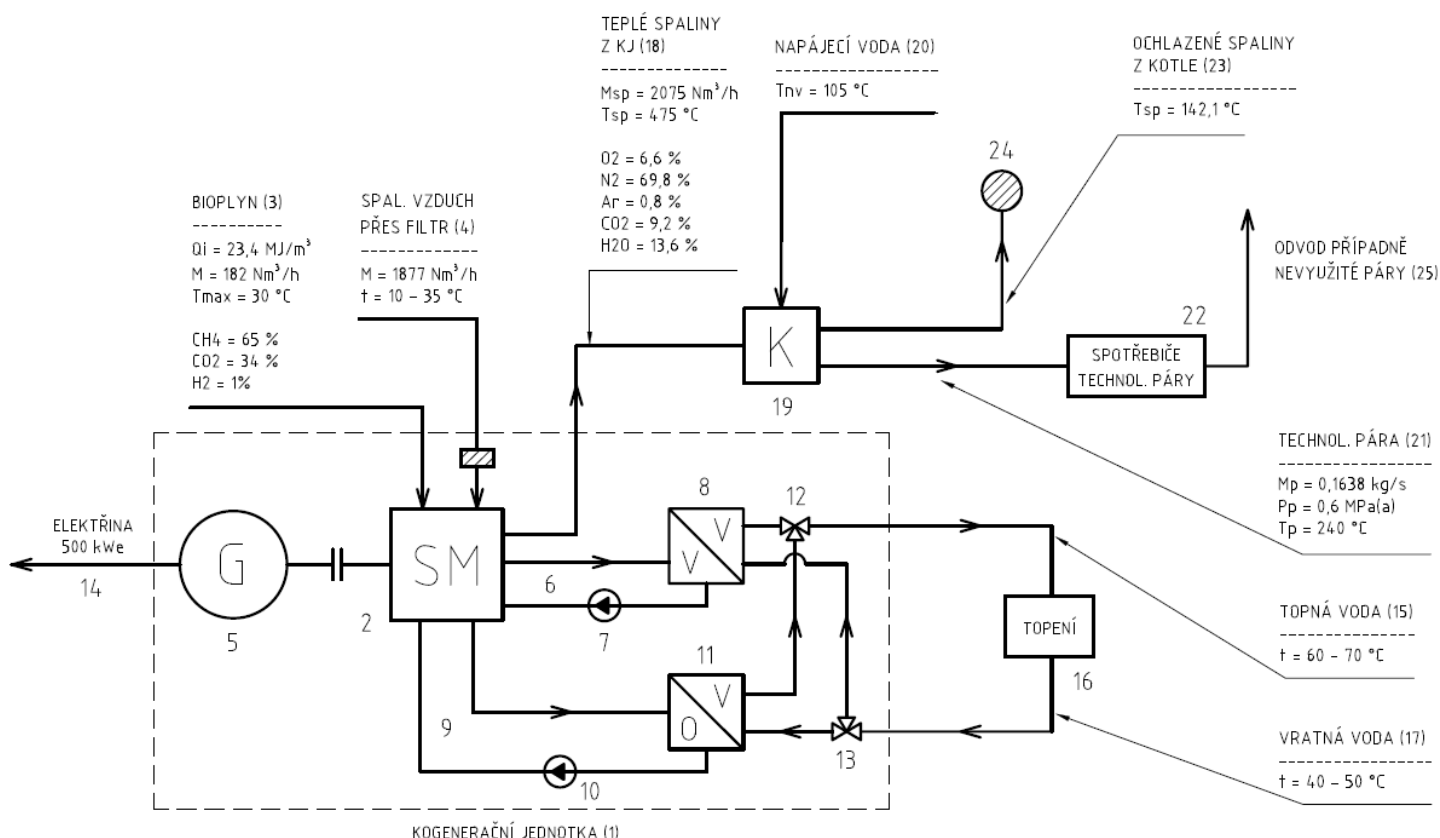
Obrázek 1-2: Kogenerační jednotka Tedom Cento s protihlukovým krytem [4]

Všichni poptaní výrobci dodávají KJ jako celek, přičemž veškerá odpadní tepelná energie (teplo z chlazení motoru, teplo z olejového hospodářství motoru, spaliny motoru) je využita pro ohřev vody. Produkty KJ jsou tedy vyrobená elektrická energie, teplá voda a ochlazené spaliny, které jsou vedeny přes tlumič hluku do výfuku.

Pro potřeby této diplomové práce je však třeba jiného zapojení - teplo z chlazení SM a teplo z olejového hospodářství motoru má být využito k ohřevu topné vody, zatímco teplé spaliny je třeba vést přímo z motoru do parního kotle pro výrobu technologické páry. Dle informací od výrobce zvolené KJ nepředstavuje požadované zapojení žádný problém a na přání zákazníka **by bylo možné takovou KJ dodat**. Následně byly ze strany výrobce KJ poskytnuty doplňující technické parametry, nezbytné pro danou aplikaci. **Dále je v práci uvažováno zmíněné upravené zapojení kogenerační jednotky.**

2 Návrh technologické soustavy

Pro výrobu **technologické páry a tepla pro vytápění**, přičemž zdrojem tepelné energie má být kogenerační jednotka vybraná v *kapitole 1.1.*, navrhnuji technologickou soustavu zobrazenou na **obrázku 2-1**. Pro větší přehlednost je schéma navržené soustavy součástí **přílohy 1** této práce. Schéma technologické soustavy je doplněno o energetickou bilanci, jejíž parametry jsou stanoveny v následujících kapitolách diplomové práce.



Obrázek 2-1: Bilanční energetické schéma navržené technologické soustavy

Jediným zdrojem tepelné energie soustavy je kogenerační jednotka **1**. Součástí KJ je spalovací motor (SM) **2**, do kterého ústí přívod paliva (bioplynu) **3** a přes filtr také spalovací vzduch **4**. Spalovací motor pohání generátor elektrické energie **5**. Tepelná energie, kterou během chodu motor generuje, je odváděna pomocí chladících okruhů **6** a **9**. Tyto okruhy se skládají z cirkulačních čerpadel **7** a **10**, tepelného výměníku chladící voda – voda **8** a tepelného výměníku olej – voda **11**. Hranici KJ opouští vygenerovaná elektrická energie **14** a topná voda **15**. Topná voda dále pokračuje do topení **16**. Ochlazená vratná voda **17** se následně vrací do tepelných výměníků KJ. Technologická soustava je také opatřena vícecestnými regulačními ventily **12** a **13**. Hranici KJ opouští také spaliny motoru **18**, jejichž tepelná energie je využita pro výrobu technologické páry. Za tímto účelem je součástí soustavy také parní kotel **19**, do kterého spaliny z SM společně s napájecí vodou **20** vstupují. Kotel následně opouští požadovaná technologická pára **21**, která je dopravena na místo spotřeby **22**, a ochlazené spaliny **23**. Ochlazené spaliny jdou do výfuku **24**, který může být opatřený tlumičem hluku. V případě nevyužití technologické páry je soustava opatřena vývodem do atmosféry **25**.

2.1 Technická specifikace zvolené kogenerační jednotky

Zvolená kogenerační jednotka Tedom Cento L500 by při upraveném zapojení, dle *kapitoly 1.1*, disponovala technickými parametry uvedenými v *příloze 2*.

2.2 Přívod paliva a spalovacího vzduchu KJ

Palivem pro zvolenou kogenerační jednotku má být dle zadání **bioplyn**. Bioplyn je produktem bakteriální přeměny organických látek bez přístupu vzduchu. Je tedy třeba uvědomit si, že chemické složení bioplynu je velice proměnlivé a závislé na typu a množství vsázky.

Dle technických parametrů poskytnutých výrobcem jednotky je pro její bezproblémový chod třeba zajistit následující:

spotřeba plynu při 100 % zatížení	182 Nm ³ · h ⁻¹
obsah metanu	65 %
výhřevnost plynu	23,4 MJ · m ⁻³
tlak spalovaného plynu	5-10 kPa
max. teplota spalovaného plynu	30 °C
množství spalovacího vzduchu	1877 Nm ³ · h ⁻¹
teplota nasávaného vzduchu min / max	10/35 °C

Tabulka 2-1: Požadované parametry paliva a spalovacího vzduchu

2.3 Teplo pro vytápění

Cílem této diplomové práce je mimo jiné návrh technologické soustavy pro výrobu technologické páry a **tepla pro vytápění**. Topná voda má mít teplotu 80 °C a vratná voda 60 °C, přičemž je v rámci energetických možností požadováno upřednostnit výrobu páry oproti výrobě tepla na vytápění. Z technických parametrů KJ poskytnutých výrobcem je zřejmé, že zvolená jednotka Tedom Cento L500 tyto požadavky splňuje za předpokladu, že je zapojena tak, jak ji výrobce dodává – k ohřevu vody je využito také teplo spalin SM.

Jak již bylo řečeno v *kapitole 1.1*, pro potřeby této diplomové práce je třeba využít tepla spalin pro výrobu páry. Je tedy zřejmé, že teplota vody pro vytápění bude nižší. Dle informací od výrobce KJ lze předpokládat, že v případě uvažovaného zapojení jednotky by topná voda dosáhla teploty **60 – 70 °C**. Teplota vratné vody by poté při zachování jmenovitého teplotního spádu byla **40 – 50 °C**.

jmenovitá teplota vody vstup / výstup	70/90 °C
teplota vratné vody min / max	40/70 °C
jmenovitý teplotní spád	20 °C

Tabulka 2-2: Parametry tepelného systému KJ v případě výrobcem dodávaného zapojení

2.4 Spaliny KJ

Spalovací motor zvolené kogenerační jednotky produkuje spaliny následujících parametrů:

množství spalin	2075 Nm ³ · h ⁻¹
teplota spalin	475 °C

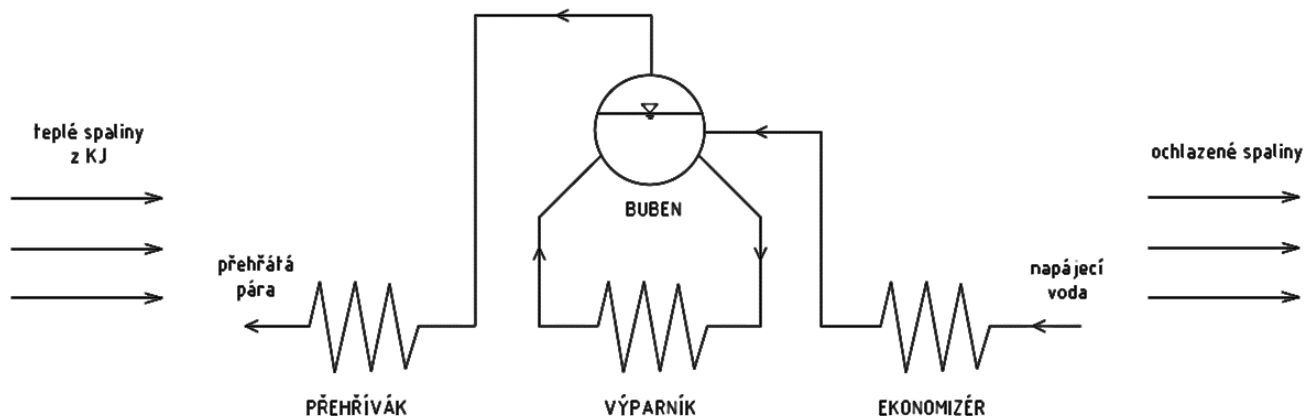
Tabulka 2-3: Parametry spalin KJ

Chemické složení spalin použitého bioplynu je třeba zjistit pomocí stechiometrických výpočtů, které jsou provedeny v *kapitole 3 Stechiometrické výpočty*.

2.5 Parní kotel

Dle zadání diplomové práce má být technologická pára vyráběna pomocí vodotrubnatého parního kotle. Jelikož zdrojem tepelné energie technologické soustavy je KJ, bude pro výrobu technologické páry využita tepelná energie spalin z SM jednotky. Pro uvedenou aplikaci bude navržen vodotrubnatý horizontální protiproudý kotel na odpadní teplo. Provedený bude tepelný výpočet, hydraulický výpočet a pevnostní výpočet pro určení tloušťky stěn trubek kotle.

Spaliny KJ jsou přivedeny do spalínového kanálu kotle, kde se nachází jednotlivé teplosměnné plochy (přehřívák, výparník, ekonomizér). Tepelná energie spalin je tak postupně předávána jednotlivým teplosměnným plochám kotle. Výsledným produktem kotle na odpadní teplo je požadovaná pára a ochlazené spaliny.



Obrázek 2-2: Schéma zapojení teplosměnných ploch kotle

Napájecí voda je přivedena do ekonomizéru, kde se ohřeje na teplotu blízkou teplotě sytosti a je odvedena do bubnu. Z bubnu je zavodňovacím potrubím vedena sytá kapalina do výparníku. Zde dochází k odpaření a vzniklá sytá pára je převáděcím potrubím dopravena zpět do bubnu, kde je oddělena od syté kapaliny. Dále je sytá pára z bubnu vedena do přehříváku, kde je následně přehřátá na požadované parametry. Všechny teplosměnné plochy jsou vybaveny rozváděcími válcovými komorami (viz *obrázek 4-3*).

3 Stechiometrické výpočty

Pro tepelný výpočet kotle je třeba znát chemické složení spalin zvolené KJ. To zjistíme pomocí stechiometrie. Následující stechiometrické výpočty jsou provedeny dle [5], [6].

Jelikož palivem KJ je bioplyn, jsou použity početní vztahy pro plynná paliva.

Výpočty uvažují následující chemické složení spalovaného bioplynu poskytnuté výrobcem KJ:

Plyn	Podíl v bioplynu [%]	Výhřevnost [MJ·m ⁻³]
CH ₄	65,0	35,8
CO ₂	34,0	-
H ₂	1,0	10,8

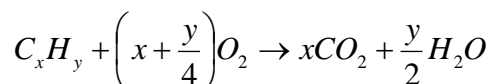
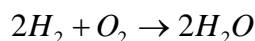
Tabulka 3-1: Uvažované složení bioplynu a výhřevnosti jednotlivých složek

Předpokládá se použití vysušeného a od nežádoucích příměsí vyčištěného bioplynu. Zařízení pro takovou úpravu bioplynu má ve své nabídce přímo výrobce zvolené KJ.

3.1 Objemové složení stechiometrického množství spalin

Objemové složení stechiometrického (minimálního) množství spalin uvažovaného bioplynu se stanoví následovně.

Pro stechiometrické výpočty plynných paliv se vychází z následujících rovnic spalování:



Minimální množství kyslíku potřebné pro dokonalé spálení 1 Nm³ plynu:

$$O_{O_2 \min} = 0,5 \cdot \frac{H_2}{100} + \left(x + \frac{y}{4}\right) \cdot \frac{C_xH_y}{100} \quad (3.1)$$

$$O_{O_2 \min} = 0,5 \cdot \frac{1,0}{100} + \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot \frac{65}{100}$$

$$O_{O_2 \min} = 1,305 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

Minimální množství suchého vzduchu potřebné pro dokonalé spálení 1 Nm³ plynu:

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} \quad (3.2)$$

$$O_{VS \min} = \frac{1,305}{0,21}$$

$$O_{VS \min} = 6,214 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

Minimální množství vlhkého vzduchu potřebné pro dokonalé spálení 1 Nm³ plynu:

$$O_{VV \min} = \chi_v \cdot O_{VS \min} \quad (3.3)$$

kde pro běžné klimatické podmínky je $\chi_v = 1,016$, což odpovídá přibližně relativní vlhkosti $\varphi = 70\%$ při teplotě $t_v = 20^\circ\text{C}$

$$O_{VV \min} = 1,016 \cdot 6,214$$

$$O_{VV \min} \doteq 6,314 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Množství vodní páry v minimálním množství vlhkého vzduchu:

$$O_{H_2O}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} \quad (3.4)$$

$$O_{H_2O}^V = 6,314 - 6,214$$

$$O_{H_2O}^V \doteq 0,0994 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Dílčí množství složek suchých spalín vzniklých stechiometrickým spalováním plynu:

- **množství oxidu uhličitého**

$$O_{CO_2}^{\min} = \frac{CO_2}{100} + 0,994 \cdot \left(x \cdot \frac{C_x H_y}{100} \right) + 0,0003 \cdot O_{VS \min} \quad (3.5)$$

$$O_{CO_2}^{\min} = \frac{34,0}{100} + 0,994 \cdot \left(1 \cdot \frac{65}{100} \right) + 0,0003 \cdot 6,214$$

$$O_{CO_2}^{\min} = 0,988 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

- **množství dusíku**

$$O_{N_2}^{\min} = 0,7805 \cdot O_{VS \min} \quad (3.6)$$

$$O_{N_2}^{\min} = 0,7805 \cdot 6,214$$

$$O_{N_2}^{\min} = 4,850 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

- **množství argonu**

$$O_{Ar}^{\min} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} \quad (3.7)$$

$$O_{Ar}^{\min} = 0,0092 \cdot 6,214$$

$$O_{Ar}^{\min} = 0,057 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Celkové množství suchých spalín je dáno součtem množství dílčích složek:

$$O_{SS \min} = O_{CO_2}^{\min} + O_{N_2}^{\min} + O_{Ar}^{\min} \quad (3.8)$$

$$O_{SS \min} = 0,988 + 4,850 + 0,057$$

$$O_{SS \min} = 5,895 \text{ Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Množství vodní páry ve spalinách po stechiometrickém spálení plynu je:

$$O_{H_2O}^S = 0,01 \cdot \left(\frac{y}{2} \cdot C_x H_y + H_2 \right) + O_{H_2O}^V \quad (3.9)$$

$$O_{H_2O}^S = 0,01 \cdot \left(\frac{4}{2} \cdot 65,0 + 1,0 \right) + 0,0994$$

$$O_{H_2O}^S = 1,409 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

Minimální množství vlhkých spalin:

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S \quad (3.10)$$

$$O_{SV \min} = 5,895 + 1,409$$

$$O_{SV \min} = 7,305 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

Objemové složení stechiometrického množství spalin uvažovaného bioplynu je shrnuto do následující tabulky:

Plyn	O_X^{\min} [Nm ³ Nm ⁻³]	$O_X^{\min} / O_{SV \min}$ [Nm ³ ·Nm ⁻³ _{plynu}]	Podíl ve spalinách [%]	Měrná hmotnost [kg·m ⁻³]
CO ₂	0,988	0,1352	13,52	1,9768
H ₂ O	1,409	0,1929	19,29	0,8058
N ₂	4,850	0,6640	66,40	1,2505
Ar	0,057	0,0078	0,78	1,7839

Tabulka 3-2: Objemové složení spalin uvažovaného bioplynu pro $\alpha=1,0$

3.2 Objemové složení spalin s přebytkem vzduchu

Dle informací od výrobce KJ (viz *příloha 2*), použitý motor spaluje s **přebytkem vzduchu $\alpha=1,55$** . Objemové složení spalin uvažovaného bioplynu při spalování s přebytkem vzduchu se stanoví v návaznosti na *kapitolu 3.1* následovně.

Množství vlhkých spalin při přebytku spalovacího vzduchu:

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VZ \min} \quad (3.11)$$

$$O_{SV} = 7,305 + (1,55 - 1) \cdot 6,314$$

$$O_{SV} = 10,7774 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

Přebytek vlhkého vzduchu ve spalinách:

$$O_{VW}^\alpha = (\alpha - 1) \cdot O_{VZ \min} \quad (3.12)$$

$$O_{VW}^\alpha = (1,55 - 1) \cdot 6,314$$

$$O_{VW}^\alpha = 3,473 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

Přebytek suchého vzduchu ve spalínách:

$$O_{VS}^{\alpha} = \frac{O_{VV}^{\alpha}}{\chi_v} \quad (3.13)$$

kde pro běžné klimatické podmínky je $\chi_v = 1,016$, což odpovídá přibližně relativní vlhkosti $\varphi = 70\%$ při teplotě $t_v = 20^{\circ}\text{C}$

$$O_{VS}^{\alpha} = \frac{3,473}{1,016}$$

$$O_{VS}^{\alpha} = 3,418 \text{Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Množství vodní páry v přebytku vlhkého vzduchu:

$$O_{H_2O}^{V,\alpha} = O_{VV}^{\alpha} - O_{VS}^{\alpha} \quad (3.14)$$

$$O_{H_2O}^{V,\alpha} = 3,473 - 3,418$$

$$O_{H_2O}^{V,\alpha} = 0,055 \text{Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

Dílčí množství složek přebytku suchého vzduchu:

Pro výpočet uvažují následující chemické složení suchého vzduchu.

Plyn	Objemový podíl [%]
O ₂	21,00
N ₂	78,05
Ar	0,92
CO ₂	0,03

Tabulka 3-3: Objemové složení suchého vzduchu [6]

- **množství kyslíku v přebytku suchého vzduchu**

$$O_{O_2}^{\alpha} = O_{VS}^{\alpha} \cdot \frac{O_2}{100} \quad (3.15)$$

$$O_{O_2}^{\alpha} = 3,418 \cdot \frac{21}{100}$$

$$O_{O_2}^{\alpha} = 0,7178 \text{Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

- **množství dusíku v přebytku suchého vzduchu**

$$O_{N_2}^{\alpha} = O_{VS}^{\alpha} \cdot \frac{N_2}{100} \quad (3.16)$$

$$O_{N_2}^{\alpha} = 3,418 \cdot \frac{78,05}{100}$$

$$O_{N_2}^{\alpha} = 2,6676 \text{Nm}^3 \cdot \text{Nm}^{-3}$$

- ***množství argonu v přebytku suchého vzduchu***

$$O_{Ar}^{\alpha} = O_{VS}^{\alpha} \cdot \frac{Ar}{100} \quad (3.17)$$

$$O_{Ar}^{\alpha} = 3,418 \cdot \frac{0,92}{100}$$

$$O_{Ar}^{\alpha} = 0,0314 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

- ***množství oxidu uhličitého v přebytku suchého vzduchu***

$$O_{CO_2}^{\alpha} = O_{VS}^{\alpha} \cdot \frac{CO_2}{100} \quad (3.18)$$

$$O_{CO_2}^{\alpha} = 3,418 \cdot \frac{0,03}{100}$$

$$O_{CO_2}^{\alpha} = 0,0010 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

Objemové složení spalin při spalování s uvažovaným přebytkem vzduchu:

- ***množství kyslíku ve spalinách***

$$O_{O_2} = O_{O_2}^{\alpha} \quad (3.19)$$

$$O_{O_2} = 0,7178 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

- ***množství dusíku ve spalinách***

$$O_{N_2} = O_{N_2}^{\alpha} + O_{N_2}^{\min} \quad (3.20)$$

$$O_{N_2} = 2,6676 + 4,850$$

$$O_{N_2} = 7,518 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

- ***množství argonu ve spalinách***

$$O_{Ar} = O_{Ar}^{\alpha} + O_{Ar}^{\min} \quad (3.21)$$

$$O_{Ar} = 0,0314 + 0,057$$

$$O_{Ar} = 0,089 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

- ***množství oxidu uhličitého ve spalinách***

$$O_{CO_2} = O_{CO_2}^{\alpha} + O_{CO_2}^{\min} \quad (3.22)$$

$$O_{CO_2} = 0,0010 + 0,988$$

$$O_{CO_2} = 0,989 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

- ***množství vodní páry ve spalinách***

$$O_{H_2O} = O_{H_2O}^{V,\alpha} + O_{H_2O}^S \quad (3.23)$$

$$O_{H_2O} = 0,055 + 1,409$$

$$O_{H_2O} = 1,464 Nm^3 \cdot Nm^{-3}$$

Objemové složení spalin bioplynu při uvažovaném přebytku spalovacího vzduchu je shrnuto do následující tabulky:

Plyn	O _x [Nm ³ ·Nm ⁻³]	O _x / O _{sv} [Nm ³ ·Nm ⁻³ _{plynu}]	Podíl ve spalinách [%]
O ₂	0,718	0,0666	6,66
N ₂	7,518	0,6976	69,76
Ar	0,089	0,0082	0,82
CO ₂	0,989	0,0918	9,18
H ₂ O	1,464	0,1359	13,59

Tabulka 3-4: Objemové složení spalin uvažovaného bioplynu pro $\alpha=1,55$

3.3 Výhřevnost uvažovaného bioplynu

V technických specifikacích KJ je uvedena výhřevnost bioplynu $23,4 \text{ MJ}\cdot\text{m}^{-3}$, kterou je třeba dodržet. Následující výpočet je proveden na základě zdroje [5]. Výhřevnost paliva je obecně dána obsahem jeho výhřevných složek. Hodnotu výhřevnosti uvažovaného bioplynu stanovíme na základě následujícího početního vztahu.

$$Q_i^r = \sum \frac{X_i}{100} \cdot Q_{i(i)}^r \quad [\text{MJ}\cdot\text{m}^{-3}] \quad (3.24)$$

kde X_i [%] jsou objemové podíly jednotlivých složek spalin

Q_i^r [$\text{MJ}\cdot\text{m}^{-3}$] jsou výhřevnosti jednotlivých složek spalin uvedené v *tabulce 3-1*

Dosazením do vzorce (3.24) vypočítáme výhřevnost uvažovaného bioplynu.

$$Q_i^r = \frac{CH_4}{100} \cdot Q_{iCH_4}^r + \frac{H_2}{100} \cdot Q_{iH_2}^r$$

$$Q_i^r = \frac{65,0}{100} \cdot 35,8 + \frac{1,0}{100} \cdot 10,8$$

$$Q_i^r \doteq 23,4 \text{ MJ}\cdot\text{m}^{-3}$$

Výhřevnost uvažovaného bioplynu dosahuje hodnoty předepsané pro použití ve zvolené kogenerační jednotce Tedom Cento L500.

3.4 Měrná hmotnost spalin

Pro další výpočty je třeba stanovit také měrnou hmotnost spalin. Jelikož spalování bioplynu probíhá s přebytkem vzduchu α , je dle [6] třeba vycházet z následujícího početního vztahu.

$$\rho_{SP} = \frac{O_{SV \min} \cdot \rho_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \cdot \rho_{VV}}{O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (3.25)$$

kde $\rho_{SV \min}$ [$kg \cdot Nm^{-3}$] je měrná hmotnost stechiometrických spalin pro $\alpha = 1$
 ρ_{VV} [$kg \cdot Nm^{-3}$] je měrná hmotnost vzduchu

Měrná hmotnost spalin je stanovena pro tzv. normální podmínky (0 °C, 101,325 kPa).

Měrná hmotnost stechiometrických spalin se stanoví pomocí vztahu:

$$\rho_{SV \min} = \frac{\sum_i O_i \cdot \rho_i}{O_{SV \min}} \quad [kg \cdot m^{-3}] \quad (3.26)$$

kde O_i [$Nm^3 \cdot Nm^{-3}$] jsou objemy jednotlivých složek spalin uvedené v *tabulce 3-2*
 ρ_i [$kg \cdot Nm^{-3}$] jsou měrné hustoty jednotlivých složek spalin uvedené v *tabulce 3-2*

Měrná hmotnost vzduchu se stanoví pomocí vztahu:

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VS \min} \cdot \rho_{VS} + (\chi_v - 1) \cdot O_{VS \min} \cdot \rho_{H_2O}}{O_{VV \min}} \quad [kg \cdot Nm^{-3}] \quad (3.27)$$

kde $\rho_{VS} = 1,2928 kg \cdot Nm^{-3}$ je měrná hmotnost suchého vzduchu [6]
 $\rho_{H_2O} = 0,8058 kg \cdot Nm^{-3}$ je měrná hmotnost vodní páry [6]

3.4.1 Stanovení měrné hmotnosti spalin

Měrnou hmotnost stechiometrických spalin stanovíme pomocí vztahu (3.26)

$$\rho_{SV \min} = \frac{\sum_i O_i \cdot \rho_i}{O_{SV \min}} = \frac{O_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + O_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} + O_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + O_{SO_2} \cdot \rho_{SO_2} + O_{Ar} \cdot \rho_{Ar}}{O_{SV \min}}$$

$$\rho_{SV \min} = \frac{0,988 \cdot 1,9768 + 1,409 \cdot 0,8058 + 4,850 \cdot 1,2505 + 0,057 \cdot 1,7839}{7,305}$$

$$\rho_{SV \min} \doteq 1,2671 kg \cdot Nm^{-3}$$

Měrnou hmotnost vzduchu stanovíme pomocí vztahu (3.27)

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VS \min} \cdot \rho_{VS} + (\chi_v - 1) \cdot O_{VS \min} \cdot \rho_{H_2O}}{O_{VV \min}} = \frac{6,214 \cdot 1,2928 + (1,016 - 1) \cdot 6,214 \cdot 0,8058}{6,314}$$

$$\rho_{VV} \doteq 1,2851 kg \cdot Nm^{-3}$$

Měrnou hmotnost spalin s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,55$ stanovíme pomocí vztahu (3.25)

$$\rho_{SP} = \frac{O_{SV \min} \cdot \rho_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \cdot \rho_{VV}}{O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{7,305 \cdot 1,2671 + (1,55 - 1) \cdot 6,314 \cdot 1,2851}{7,305 + (1,55 - 1) \cdot 6,314}$$

$$\rho_{SP} \doteq 1,2729 kg \cdot Nm^{-3}$$

4 Tepelný výpočet kotle na odpadní teplo

Cílem tepelného výpočtu je stanovení parametrů vody, páry a spalín v jednotlivých bodech pilového diagramu a výpočet tepla předaného v kotli. Dále bude proveden návrh rozměrů spalínového kanálu a parametrů jednotlivých teplosměnných ploch. Tepelný výpočet kotle je proveden dle zdrojů [5],[6] na základě předběžného pilového diagramu, vyobrazeného na **obrázku 4-1**.

Pro tepelný výpočet kotle je třeba znát následující parametry:

Požadované parametry páry:

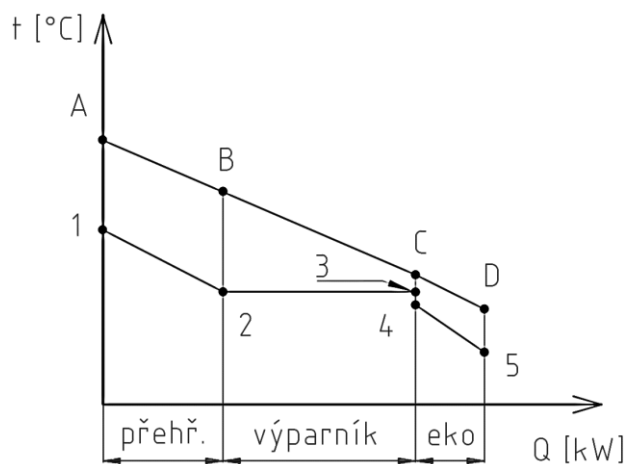
- teplota páry $t_p = 240 \text{ }^\circ\text{C}$
- tlak páry $p_p = 0,6 \text{ MPa (a)}$

Teplota napájecí vody byla na základě konzultací zvolena $t_{NV} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$.

Parametry spalín pro výrobu páry uvedené v technické specifikaci KJ:

- objemový průtok spalín $\dot{M}_{SP} = 2075 \text{ Nm}^3 \cdot \text{h}^{-1} = 0,5764 \text{ Nm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- teplota spalín $t_{SP} = 475 \text{ }^\circ\text{C}$

Objemové složení spalín pro $\alpha=1,0$ je uvedeno v **tabulce 3-2**. Objemové složení spalín pro $\alpha=1,55$ je pak uvedeno v **tabulce 3-4**.



Obrázek 4-1: Předběžný pilový diagram

4.1 Parametry pilového diagramu na straně vody a páry

Parametry jednotlivých bodů diagramu jsou stanoveny na základě zadaných parametrů, konzultací, nebo pomocí parních tabulek v podobě aplikace X-Steam [7]. Pro výpočty je třeba zvolit např. tlakové difference jednotlivých teplosměnných ploch (voleno s ohledem na paralelně prováděný hydraulický výpočet kotle), hodnotu nedohřevu v ekonomizéru, apod. – viz následující *tabulka 4-1*.

Volené parametry	Značení	Hodnota
Tlaková difference v přehříváku	Δp_{12}	3 kPa
Tlaková difference v ekonomizéru	Δp_{45}	67 kPa
Nedohřev v ekonomizéru	Δt_{34}	5 °C
Pinchpoint	Δt_{3C}	10 °C

Tabulka 4-1: Volené parametry pro sestavení pilového diagramu

Parametry páry v bodě 1:

$$p_1 = p_p = 0,6 \text{ MPa (a)}$$

$$t_1 = t_p = 240 \text{ °C}$$

$$i_1(p_1, t_1) = 2936,57 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_1(p_1, t_1) = 0,385674 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\rho_1(p_1, t_1) = 2,592858 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

požadovaný tlak páry

požadovaná teplota páry

měrná entalpie páry stanovena pomocí X-Steam

měrný objem páry stanoven pomocí X-Steam

měrná hmotnost páry stanovena pomocí X-Steam

Parametry páry v bodě 2:

$$p_2 = p_1 + \Delta p_{12} = 0,6 + 0,003 = 0,603 \text{ MPa (a)}$$

$$t_2(p_2) = 159,02 \text{ °C}$$

$$i_2(p_2) = 2756,35 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_2(p_2) = 0,314091 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\rho_2(p_2) = 3,183781 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

uvažovaná tlaková ztráta v přehříváku

teplota sytosti stanovena pomocí X-Steam

měrná entalpie syté páry stanovena pomocí X-Steam

měrný objem syté páry stanoven pomocí X-Steam

měrná hmotnost syté páry stanovena pomocí X-Steam

Parametry kapaliny v bodě 3:

$$p_3 = p_2 = 0,603 \text{ MPa (a)}$$

$$t_3 = t_2 = 159,02 \text{ °C}$$

$$i_3(p_3) = 671,34 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_3(p_3) = 0,001100 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\rho_3(p_3) = 908,39901 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

tlakové ztráty ve výparníku lze zanedbat

teplotní spád ve výparníku není uvažován

měrná entalpie syté kapaliny stanovena pomocí X-Steam

měrný objem syté kapaliny stanoven pomocí X-Steam

měrná hmotnost syté kapaliny stanovena pomocí X-Steam

Parametry kapaliny v bodě 4:

$$p_4 = p_3 = 0,603 \text{ MPa (a)}$$

$$t_4 = t_3 - \Delta t_{34} = 159,02 - 5 = 154,02 \text{ °C}$$

$$i_4(p_4, t_4) = 649,67 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_4(p_4, t_4) = 0,001095 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\rho_4(p_4, t_4) = 913,259755 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

tlaková ztráta není uvažována

uvažovaný nedohřev v ekonomizéru

měrná entalpie kapaliny stanovena pomocí X-Steam

měrný objem kapaliny stanoven pomocí X-Steam

měrná hmotnost kapaliny stanovena pomocí X-Steam

Parametry kapaliny v bodě 5:

$$p_5 = p_4 + \Delta p_{45} = 0,603 + 0,067 = 0,67 \text{ MPa (a)}$$

$$t_5 = 105 \text{ °C}$$

$$i_5(p_5, t_5) = 440,61 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_5(p_5, t_5) = 0,001047 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\rho_5(p_5, t_5) = 954,968736 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

uvažovaná tlaková ztráta v ekonomizéru

zvolená teplota napájecí vody

měrná entalpie napájecí vody stanovena pomocí X-Steam

měrný objem napájecí vody stanoven pomocí X-Steam

měrná hmotnost kapaliny stanovena pomocí X-Steam

4.2 Entalpie spalin

Pro výpočet tepla předaného spalinami v jednotlivých teplosměnných plochách kotle je třeba znát entalpii spalin pro jednotlivé teploty. Spaliny jsou považovány za směs plynů a případných nečistot. Jejich entalpii lze tedy stanovit jako součet entalpií jednotlivých složek. Na výslednou entalpii má samozřejmě vliv také spalování s přebytkem vzduchu α . Entalpie spalin o teplotě t [°C], které vzniknou spálením 1 Nm^3 plynu s přebytkem vzduchu α , se stanoví pomocí následujícího vztahu [6]:

$$I_S^{t,\alpha} = I_{Smin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin}^t \text{ [kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}] \quad (4.1)$$

kde I_{Smin}^t [kJ · Nm⁻³] je entalpie stechiometrických spalin pro $\alpha = 1$
 I_{Vmin}^t [kJ · Nm⁻³] je entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě t

Entalpie stechiometrických spalin se stanoví pomocí vzorce

$$I_{Smin}^t = \frac{O_{CO_2}}{O_{SVmin}} \cdot i_{CO_2}^t + \frac{O_{H_2O}}{O_{SVmin}} \cdot i_{H_2O}^t + \frac{O_{N_2}}{O_{SVmin}} \cdot i_{N_2}^t + \frac{O_{Ar}}{O_{SVmin}} \cdot i_{Ar}^t \text{ [kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}] \quad (4.2)$$

Entalpie minimálního množství vzduchu se stanoví pomocí vzorce

$$I_{Vmin}^t = \frac{O_{VSmin}}{O_{SVmin}} \cdot i_{VS}^t + \frac{O_{H_2O}^V}{O_{SVmin}} \cdot i_{H_2O}^t \text{ [kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}] \quad (4.3)$$

4.2.1 Stanovení entalpie stechiometrických spalin

Při výpočtu entalpií jsou do rovnice (4.2) dosazovány objemy jednotlivých složek spalin vztahené k minimálnímu objemu vlhkých spalin (*tabulka 3-2*). Měrné entalpie jednotlivých složek spalin a stanovené hodnoty entalpie stechiometrických spalin jsou uvedeny v následující tabulce sestavené dle zdroje [6].

Vzorový výpočet pro 100 °C:

$$I_{Smin}^t = \frac{O_{CO_2}}{O_{SVmin}} \cdot i_{CO_2}^t + \frac{O_{H_2O}}{O_{SVmin}} \cdot i_{H_2O}^t + \frac{O_{N_2}}{O_{SVmin}} \cdot i_{N_2}^t + \frac{O_{Ar}}{O_{SVmin}} \cdot i_{Ar}^t$$

$$I_{Smin}^{100} = 0,1352 \cdot 170 + 0,1929 \cdot 150,6 + 0,6640 \cdot 129,5 + 0,0078 \cdot 93,1$$

$$I_{Smin}^{100} = 138,749 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C
CO₂	170	357,5	558,8	771,9	994,4
H₂O	150,6	304,5	462,8	625,9	794,5
N₂	129,5	259,9	392,1	526,7	664
Ar	93,1	186	278,8	371,7	464,7
I_{Smin}^t [kJ·m⁻³]	138,749	281,096	427,353	577,725	732,223

Tabulka 4-2: Měrné entalpie složek spalin a I_{Smin}^t

4.2.2 Stanovení entalpie minimálního množství vzduchu

Při výpočtu entalpií minimálního množství vzduchu I_{Vmin}^t se vychází ze vzorce (4.3).

Entalpie vodní páry pro jednotlivé teploty jsou uvedeny v **tabulce 4-2**.

Entalpie suchého vzduchu i_{VS}^t pro jednotlivé teploty jsou uvedeny v následující **tabulce 4-3**.

	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
$i_{VS}^t [kJ \cdot m^{-3}]$	132,3	266,2	402,5	541,7	684,1

Tabulka 4-3: Měrné entalpie suchého vzduchu [6]

Vzorový výpočet pro 100 °C:

$$I_{Vmin}^t = \frac{O_{VSmin}}{O_{SVmin}} \cdot i_{VS}^t + \frac{O_{H_2O}^V}{O_{SVmin}} \cdot i_{H_2O}^t$$

$$I_{Vmin}^{100} = \frac{6,214}{7,305} \cdot 132,3 + \frac{0,0994}{7,305} \cdot 150,6$$

$$I_{Vmin}^{100} = 114,649 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
$I_{Vmin}^t [kJ \cdot m^{-3}]$	114,649	230,704	348,862	469,553	593,043

Tabulka 4-4: Stanovené měrné entalpie min. množství vzduchu I_{Vmin}^t

4.2.3 Celková entalpie spalin s přebytkem vzduchu

Dle informací od výrobce KJ, která je zdrojem spalin pro navrhovaný kotel, pracuje spalovací motor jednotky s **přebytkem spalovacího vzduchu $\alpha = 1,55$** (viz **příloha 2**). Výsledné entalpie spalin s tímto přebytkem vzduchu jsou stanoveny dosazením do rovnice (4.1).

Vzorový výpočet pro 100 °C:

$$I_S^{t,\alpha} = I_{Smin}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{Vmin}^t$$

$$I_S^{100,\alpha} = 138,749 + (1,55 - 1) \cdot 114,649$$

$$I_S^{100,\alpha} = 201,806 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

	100°C	200°C	300°C	400°C	500°C
$I_S^{t,\alpha} [kJ \cdot m^{-3}]$	201,806	407,984	619,227	835,979	1058,396

Tabulka 4-5: Celkové měrné entalpie spalin s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,55$

4.2.4 Bod A pilového diagramu

Entalpie spalin v bodě A pilového diagramu se stanoví interpolací hodnot z *tabulky 4-5* pro teplotu spalin $t_{SPA} = t_{SP} = 475 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$I_{SPA} = I_{SP500} - (I_{SP500} - I_{SP400}) \cdot \frac{25}{100}$$

$$I_{SPA} = 1058,396 - (1058,396 - 835,979) \cdot \frac{25}{100}$$

$$I_{SPA} = 1002,7919 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

4.2.5 Bod C pilového diagramu

Entalpie spalin v bodě C pilového diagramu se stanoví interpolací hodnot z *tabulky 4-5* pro teplotu spalin, která závisí na zvoleném pinchpointu $\Delta t_{3C} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ (*tabulka 4-1*).

$$t_{SPC} = t_3 + \Delta t_{3C} = 159,02 + 10 = 169,02 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$I_{SPC} = I_{SP200} - (I_{SP200} - I_{SP100}) \cdot \frac{30,98}{100}$$

$$I_{SPC} = 407,984 - (407,984 - 201,806) \cdot \frac{30,98}{100}$$

$$I_{SPC} = 344,1097 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

4.3 Tepelný výkon výhřevných ploch a ztráty sáláním

Teplo přivedené do kotle:

$$Q_A = I_{SPA} \cdot \dot{M}_{SP} = 1002,7919 \cdot 0,5764 = 577,9981 \text{ kW}$$

Tepelná ztráta sáláním a konvekcí:

$$Q_Z = C \cdot Q_A^{0,7}, \text{ kde } C = 0,0113 \text{ pro plynná paliva}$$

$$Q_Z = 0,0113 \cdot (577,9981 \cdot 10^{-3})^{0,7} \doteq 0,007699 \text{ MW}$$

$$Q_Z = 7,699 \text{ kW}$$

Poměrná ztráta tepla sáláním a konvekcí:

$$z_S = \frac{Q_Z}{Q_A} = \frac{7,699}{577,998} \doteq 0,01332$$

Teplo přivedené spalinami mezi body A – C pilového diagramu:

$$Q_{AC} = (I_{SPA} - I_{SPC}) \cdot \dot{M}_{SP} = (1002,7919 - 344,1097) \cdot 0,5764 = 379,6571 \text{ kW}$$

Teplo předané páře mezi body 1 – 4 pilového diagramu:

$$Q_{14} = Q_{AC} \cdot (1 - z_S) = 379,6571 \cdot (1 - 0,01332) = 374,6001 \text{ kW}$$

4.4 Hmotnostní průtok páry

Hmotnostní průtok páry se stanoví z tepla předaného páře a entalpií vody a páry.

$$Q_{14} = \dot{M}_p \cdot (i_1 - i_4)$$

$$\dot{M}_p = \frac{Q_{14}}{(i_1 - i_4)} = \frac{374,6001}{(2936,57 - 649,67)} \doteq 0,1638 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

4.5 Tepelná bilance kotle

Návrhové hodnoty tepla předaného jednotlivými teplosměnnými plochami se stanoví na základě následujících početních vztahů.

Návrhové teplo předané v přehříváku:

$$Q_P = \dot{M}_p \cdot (i_1 - i_2) = 0,1638 \cdot (2936,57 - 2756,35) = 29,52 \text{ kW}$$

Návrhové teplo předané ve výparníku:

$$Q_{VYP} = \dot{M}_p \cdot (i_2 - i_4) = 0,1638 \cdot (2756,35 - 649,67) = 345,08 \text{ kW}$$

Návrhové teplo předané v ekonomizéru:

$$Q_{EKO} = \dot{M}_p \cdot (i_4 - i_5) = 0,1638 \cdot (649,67 - 440,61) = 34,24 \text{ kW}$$

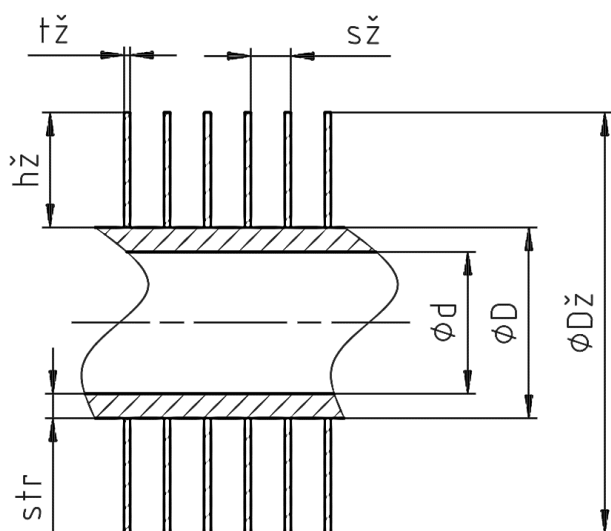
4.6 Návrh spalínového kanálu

Návrh rozměrů spalínového kanálu se provádí v rámci výpočtu určité teplosměnné plochy kotle. Pro účely této práce bude vybranou teplosměnnou plochou pro návrh spalínového kanálu přehřívák. Nejprve je třeba zvolit příslušné parametry přehříváku (vnější průměr trubek, tloušťku stěny trubek, rozměry žebor, počet žebor). Rozměry trubek jsou vybrány na základě normy [8] a paralelně prováděného pevnostního výpočtu. Pro zvolené parametry je následně stanoven potřebný počet trubek v jedné podélné řadě kanálu, návrhová průtočná plocha spalín a příčná rozteč trubek. Velikost průtočné plochy spalín závisí na návrhové rychlosti proudění spalín a objemovém průtoku spalín pro střední teplotu spalín dané teplosměnné plochy. Z uvedených parametrů lze následně vypočítat také návrhovou šířku spalínového kanálu.

Na základě návrhové průtočné plochy spalín, návrhové šířky kanálu a zvolených rozměrů trubek je možno stanovit návrhovou výšku spalínového kanálu. Při volbě skutečných rozměrů spalínového kanálu musí být zohledněna také technologická proveditelnost.

4.6.1 Rozměry trubek přehříváku

Pro přehřívák budou použity žebrované trubky, jejichž rozměry jsou uvedeny v následující tabulce.



Obrázek 4-2: Návrh trubky přehříváku

Volený rozměr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky	D^P	25,0 mm
Tloušťka stěny	s_{tr}^P	3,2 mm
Vnitřní průměr trubky	d^P	18,6 mm
Výška žebor	$h_ž^P$	15,0 mm
Průměr přes žebra	$D_ž^P$	55,0 mm
Tloušťka žebra	$t_ž^P$	0,8 mm
Počet žebor	$n_ž^P$	190 m^{-1}
Rozteč žebor	$s_ž^P$	5,26 mm

Tabulka 4-6: Zvolené rozměry trubek přehříváku

4.6.2 Počet trubek v jedné podélné řadě přehříváku

Na základě konzultací volím pro přehřívák:

- rychlost proudění páry v trubkách $w_p^P = 20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Teplosměnná plocha trubek přehříváku ze strany páry:

$$S_p^P = \frac{\dot{M}_p \cdot v_p^P}{w_p^P} = \frac{0,1638 \cdot 0,3508}{20} \doteq 0,002873 \text{ m}^2 \quad (4.4)$$

kde v_p^P je měrný objem páry v přehříváku pro střední teplotu a tlak páry t_p^P, p_p^P .

$$t_p^P = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{240 + 159,02}{2} \doteq 199,51^\circ\text{C}$$

$$p_p^P = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{0,600 + 0,603}{2} = 0,6015\text{MPa}$$

$$v_p^P(t_p^P, p_p^P) = 0,3508\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Počet trubek v jedné podélné řadě přehříváku:

Úpravou vzorce (4.4) dostaneme vztah pro počet trubek v podélné řadě.

$$S_p^P = \frac{\pi \cdot (d^P)^2}{4} \cdot n_{tr}^P \Rightarrow n_{tr}^P = \frac{4 \cdot S_p^P}{\pi \cdot (d^P)^2} \quad [-] \quad (4.5)$$

$$n_{tr}^P = \frac{4 \cdot 0,002873}{\pi \cdot 0,0186^2} \doteq 10,58$$

Počet trubek v jedné podélné řadě přehříváku volím $n_{tr}^P = 11$.

4.6.3 Návrhová průtočná plocha spalin přehříváku

Návrhová průtočná plocha spalin se stanoví jako podíl objemového průtoku spalin pro střední teplotu spalin a návrhové rychlosti proudění spalin.

Na základě konzultací volím:

- rychlost proudění spalin ve spalinovém kanálu $w_{sp}^P = 3,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Návrh parametrů bodu B pilového diagramu:

Návrhová entalpie spalin v bodě B pilového diagramu se stanoví pomocí následujícího početního vztahu.

$$I_{SPB} = I_{SPA} - \frac{Q_p}{(1 - z_s) \cdot \dot{M}_{SP}} \quad [\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (4.6)$$

$$I_{SPB} = 1002,7919 - \frac{29,52}{(1 - 0,01332) \cdot 0,5764} = 950,884\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Návrhová teplota spalin v bodě B pilového diagramu se stanoví pomocí interpolace hodnot z **tabulky 4-8** a návrhové hodnoty entalpie v bodě B.

$$I_{SPB} = I_{SP400} + (I_{SP500} - I_{SP400}) \cdot \frac{t_{SPB} - 400}{100} \Rightarrow t_{SPB} = \frac{(I_{SPB} - I_{SP400}) \cdot 100}{I_{SP500} - I_{SP400}} + 400 \quad (4.7)$$

$$t_{SPB} = \frac{(950,884 - 835,979) \cdot 100}{1058,396 - 835,979} + 400 = 451,66^\circ\text{C}$$

Návrhová průtočná plocha spalín přehříváku

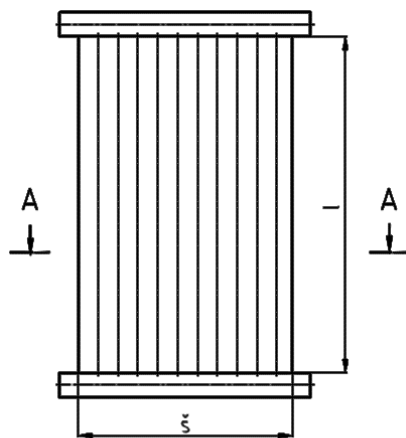
$$S_{kan} = \frac{\dot{M}_{SP}^{tSP}}{w_{sp}^P} = \frac{1,5541}{3,5} \doteq 0,4440 m^2 \quad (4.8)$$

kde \dot{M}_{SP}^{tSP} je objemový průtok spalín pro střední teplotu spalín přehříváku t_{SP} .

$$t_{SP}^P = \frac{t_{SPA} + t_{SPB}}{2} = \frac{475 + 451,66}{2} = 463,33^\circ C$$

$$\dot{M}_{SP}^{tSP} = \dot{M}_{SP} \cdot \frac{t_{SP}^P + 273,15}{273,15} = 0,5764 \cdot \frac{463,33 + 273,15}{273,15} \doteq 1,5541 m^3 \cdot s^{-1} \quad (4.9)$$

4.6.4 Stanovení rozměrů spalínového kanálu



Příčná vzdálenost mezi trubkami přehříváku se volí z rozmezí 5 – 15 mm. Pro výpočet přehříváku je zvoleno $a^P = 7$ mm.

Výpočet příčné rozteče trubek přehříváku:

$$(4.10)$$

$$s_1^P = D^P + 2 \cdot h_z^P + a^P = 25,0 + 2 \cdot 15 + 7 = 62,0 mm$$

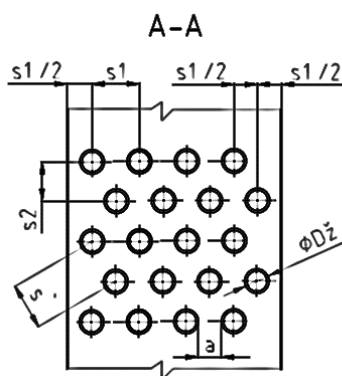
Návrh šířky spalínového kanálu:

Předběžná šířka spalínového kanálu \check{s}_n se na základě **obrázku 4-3** stanoví následujícím vztahem.

$$(4.11)$$

$$\check{s}_n = \frac{s_1^P}{2} + (n_{tr}^P - 1) \cdot s_1^P + \frac{s_1^P}{2} + \frac{s_1^P}{2}$$

$$\check{s}_n = \frac{62,0}{2} + (11 - 1) \cdot 62,0 + \frac{62,0}{2} + \frac{62,0}{2} = 713,0 mm$$



Obrázek 4-3: Návrh spalínového kanálu

Návrh výšky spalínového kanálu:

Návrh výšky spalínového kanálu l_n vychází z návrhové průtočné plochy spalín (4.8). Tato průtočná plocha spalín lze stanovit také odečtením tzv. zastavěné plochy spalínového kanálu od celkové plochy kanálu, čímž získáme následující výpočtový vztah.

$$S_{kan} = \check{s}_n \cdot l_n - l_n \cdot D^P \cdot n_{tr}^P - 2 \cdot h_z^P \cdot t_z^P \cdot l_n \cdot n_z^P \cdot n_{tr}^P \quad [m^2] \quad (4.12)$$

Úpravou vztahu (4.12) získáme:

$$l_n = \frac{S_{kan}}{\check{s}_n - D^P \cdot n_{tr}^P - 2 \cdot h_z^P \cdot t_z^P \cdot n_z^P \cdot n_{tr}^P} = \frac{0,4440 \cdot 10^6}{713,0 - 25 \cdot 11 - 2 \cdot 15 \cdot 0,8 \cdot \frac{190}{1000} \cdot 11} = 1144,87 \text{ mm}$$

Skutečné rozměry spalínového kanálu byly na základě návrhových hodnot zvoleny:

- šířka spalínového kanálu $\check{s} = 720 \text{ mm}$
- výška spalínového kanálu $l = 1200 \text{ mm}$

Zvolená výška spalínového kanálu bude v dalších výpočtech považována stejná jako délky jednotlivých trubek teplosměnných ploch.

4.6.5 Přepočítání parametrů přehříváku pro skutečný spalínový kanál

Dosud uvedené parametry přehříváku v kapitole 4.6 je třeba brát pouze jako návrhové. Pro skutečné rozměry spalínového kanálu je třeba příslušné návrhové parametry přepočítat.

Skutečná teplosměnná plocha trubek přehříváku ze strany páry:

Dosazením skutečných parametrů na místo návrhových do vzorce (4.5) dostáváme:

$$S_p^P = \frac{\pi \cdot (d^P)^2}{4} \cdot n_{tr}^P = \frac{\pi \cdot 0,0186^2}{4} \cdot 11 = 0,002987 \text{ m}^2$$

Skutečná rychlost proudění páry v trubkách přehříváku:

Úpravou vzorce (4.4) dostáváme vztah pro rychlost proudění páry:

$$w_p^P = \frac{\dot{M}_p \cdot v_p^P}{S_p^P} = \frac{0,1638 \cdot 0,3508}{0,002987} \doteq 19,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.13)$$

Skutečná průtočná plocha spalín v přehříváku:

Dosazením skutečných parametrů na místo návrhových do vzorce (4.12) dostáváme:

$$\begin{aligned} S_{kan}^{skut} &= \check{s} \cdot l - l \cdot D^P \cdot n_{tr}^P - 2 \cdot h_z^P \cdot t_z^P \cdot l \cdot n_z^P \cdot n_{tr}^P \\ S_{kan}^{skut} &= 0,72 \cdot 1,2 - 1,2 \cdot 0,025 \cdot 11 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 1,2 \cdot 190 \cdot 11 \\ S_{kan}^{skut} &= 0,4738 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Skutečná rychlost proudění spalin ve spalinovém kanálu přehříváku:

Úpravou vzorce (4.8) a dosazením skutečných parametrů na místo návrhových dostáváme:

$$w_{sp}^P = \frac{\dot{M}_{SP}^{tSP}}{S_{kan}^{skut}} = \frac{1,5541}{0,4738} \doteq 3,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.14)$$

4.6.6 Shrnutí parametrů spalinového kanálu

Parametry stanovené v *kapitole 4.6 Návrh spalinového kanálu* jsou v následující tabulce:

Parametr	Značení	Hodnota
Šířka spalinového kanálu	š	720 mm
Výška spalinového kanálu	l	1200 mm
Příčná vzdálenost mezi trubkami přehříváku	a ^P	7 mm
Příčná rozteč mezi trubkami přehříváku	s ₁ ^P	62 mm
Počet trubek v jedné podélné řadě přehříváku	n _{tr} ^P	11 -
Rychlost proudění páry v trubkách přehříváku	w _p ^P	19,23 m·s ⁻¹
Rychlost proudění spalin přehřívákem	w _{sp} ^P	3,28 m·s ⁻¹
Návrhová entalpie bodu B pilového diagramu	I _{SPB}	950,88 kJ·m ⁻³
Návrhová teplota bodu B pilového diagramu	t _{SPB}	451,66 °C

Tabulka 4-7: Parametry navrženého spalinového kanálu

4.7 Návrh teplosměnných ploch

Při návrhu teplosměnných ploch je třeba vycházet z již stanovených rozměrů spalinového kanálu. Rozměry trubek jsou voleny dle normy [8] a paralelně prováděného pevnostního výpočtu. Kvůli minimalizaci celkové délky kotle jsou všechny teplosměnné plochy (přehřívák, výparník, ekonomizér) navrženy z žebrovaných trubek uložených vystřídaně. Právě tato kombinace poskytuje nejlepší přestup tepla, čímž se snižuje potřebný počet podélných řad teplosměnné plochy. Použitá žebra jsou kruhová s konstantním průřezem. Doporučená výška žebra h_z se uvádí 10 – 15 mm pro přehříváky a ekonomizéry a 10 – 19 mm pro výparníky. Velký vliv na přestup tepla žebrovanou trubkou má také počet žebor na metr délky trubky n_z . Doporučuje se 150 – 250 žebor na metr délky trubky. Rozteč jednotlivých žebor se vypočítá jako převrácená hodnota n_z .

Pro zvolené rozměry žebrovaných trubek se stanoví příčná rozteč trubek s_1 , počet trubek v jedné podélné řadě dané teplosměnné plochy n_{tr} , průtočný průřez trubkami S_p a průtočná plocha spalin S_{kan} . Důležitá je také rychlost spalin w_{sp} pro danou teplosměnnou plochu a rychlost proudění média v trubkách w_p , která by se měla pohybovat v rozmezí 15 – 25 m·s⁻¹ pro páru a v rozmezí 0,5 – 1,5 m·s⁻¹ pro vodu v ekonomizéru.

Dále je třeba určit počet podélných řad trubek. Podélná rozteč trubek je volena na základě konzultací $s_2 = 90 \text{ mm}$. Ze zvolených rozměrů trubek, tepla předaného v dané teplosměnné ploše, součinitele prostupu tepla a středního logaritmického teplotního spádu lze stanovit celkovou teplosměnnou plochu trubek na straně spalin a teplosměnnou plochu připadající na jednu podélnou řadu trubek. Podíl těchto ploch udává počet podélných řad trubek.

Tato kapitola je zpracována na základě zdroje [5], [6]

4.7.1 Stanovení součinitele prostupu tepla pro žebrované trubky

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1tr}}{S_{2tr}}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (4.15)$$

kde $\alpha_{1r} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany

$\alpha_{2r} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany (vody/páry)

$S_{1tr} [m^2]$ je celková plocha trubek z vnější (spalinové) strany na metr délky trubky

$S_{2tr} [m^2]$ je celková plocha trubek z vnitřní strany na metr délky trubky

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (4.16)$$

kde $\frac{S_z}{S} [-]$ je podíl výhřevných ploch žebra a celkové plochy ze strany spalin

$E [-]$ je součinitel efektivnosti žebra

$\mu [-]$ je součinitel rozšíření žebra

$\frac{S_h}{S} [-]$ je podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy ze strany spalin

$\psi_z [-]$ je koeficient nerovnoměrného rozdělení α_K po povrchu žebra

$\alpha_K [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$ je součinitel přestupu tepla konvekcí svazků trubek s příčnými žebry

$\varepsilon [m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$ je součinitel znečištění

Podíl výhřevných ploch žebra a celkové plochy ze strany spalin

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} \quad [-] \quad (4.17)$$

Součinitel efektivnosti žebra

Součinitel se stanoví na základě nomogramu [5], obr. 8-12 pro hodnoty

$$\beta \cdot h_z \quad \text{a} \quad \frac{D_z}{D}$$

Součinitel β pro stanovení součinitele efektivity žebra

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} \quad [-] \quad (4.18)$$

kde $\lambda_z [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ je součinitel tepelné vodivosti žeber

Součinitel přestupu tepla konvekcí svazků trubek s příčnými žebry

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot s_z}{v_{sp}}\right)^{0,68} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (4.19)$$

kde $C_z [-]$ je opravný koeficient na počet podélných řad ve svazku

$\varphi_\sigma [-]$ je parametr určující uspořádání trubek ve svazku

$\lambda_{sp} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$ je souč. tepelné vodivosti spalin pro střední teplotu spalin dané části kotle

$v_{sp} [m^2 \cdot s^{-1}]$ je souč. kinematické viskozity pro střední teplotu spalin příslušné části kotle

Parametr určující uspořádání trubek ve svazku

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} \quad [-] \quad (4.20)$$

kde $\sigma_1 = \frac{s_1}{D}$, $\sigma_2 = \frac{s}{D} [-]$ jsou poměrná příčná a úhlopříčná rozteč

$$s' = \sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2} \quad [mm] \quad (4.21)$$

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalin

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} \quad [-] \quad (4.22)$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{v_p}\right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (4.23)$$

kde λ_p [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$] je souč. tepelné vodivosti pro stř. teplotu a tlak páry dané části kotle

d_e [m] je ekvivalentní průměr

ν_p [$m^2 \cdot s^{-1}$] je souč. kinematické viskozity pro střední teplotu a tlak páry v dané části kotle

Pr [-] je Prandtlovo číslo pro střední teplotu a tlak páry v dané části kotle

C_t [-] je opravný koeficient pro teplotu proudu a stěny

C_l [-] je opravný koeficient poměrné délky

C_m [-] je opravný koeficient proudění v kanálech mezikruží

Součinitel kinematické viskozity páry v dané části kotle

$$\nu_p = \mu_p \cdot \nu_p \quad [m^2 \cdot s^{-1}] \quad (4.24)$$

kde μ_p [$Ns \cdot m^{-2}$] je dynamická viskozita pro střední teplotu a tlak páry v dané části kotle

ν_p [$m^3 \cdot kg^{-1}$] je měrný objem pro střední teplotu a tlak páry v dané části kotle

Celková plocha trubek z vnější (spalinové) strany:

$$S_{1tr} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1z} \quad [m^2] \quad (4.25)$$

kde S_{1z} [m^2] je plocha jednoho žebra

Plocha jednoho žebra

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z \quad [m^2] \quad (4.26)$$

Celková plocha trubek z vnitřní strany:

$$S_{2tr} = \pi \cdot d \quad [m^2] \quad (4.27)$$

4.7.2 Střední logaritmický teplotní spád

Teplota média se podél stěny mění. Proto je zaveden tzv. střední logaritmický teplotní spád, který ve výpočtech tuto skutečnost zohledňuje.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} \quad [K] \quad (4.28)$$

kde Δt_1 [$^{\circ}C$] je rozdíl teplot spalin a vody/páry na začátku teplosměnné plochy

Δt_2 [$^{\circ}C$] je rozdíl teplot spalin a vody/páry na konci teplosměnné plochy

4.7.3 Stanovení počtu podélných řad teplosměnné plochy

Návrhová celková teplosměnná plocha ze strany spalin

$$S_{sp} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ln}} \quad [m^2] \quad (4.29)$$

kde Q [W] je návrhové předané teplo v dané teplosměnné ploše; stanoveno v *kapitole 4.5*

Teplosměnná plocha ze strany spalin připadající na 1 podélnou řadu trubek

$$S_{řada} = l \cdot S_{ltr} \cdot n_{tr} \quad [m^2] \quad (4.30)$$

Počet podélných řad trubek

$$n_{rad} = \frac{S_{sp}}{S_{řada}} \quad [-] \quad (4.31)$$

Pro stanovený počet podélných řad dané teplosměnné plochy je třeba přepočítat celkovou teplosměnnou plochu ze strany spalin a následně také předané teplo v dané teplosměnné ploše. **Kritériem** správně navržené teplosměnné plochy je **maximálně 5 % odchylka** návrhového a skutečného předaného tepla danou plochou.

Skutečná celková teplosměnná plocha ze strany spalin

$$S_{sp}^{skut} = S_{řada} \cdot n_{rad} \quad [m^2] \quad (4.32)$$

Skutečné předané teplo v teplosměnné ploše

$$Q^{skut} = k \cdot S_{sp}^{skut} \cdot \Delta t_{ln} \quad [W] \quad (4.33)$$

Parametry uvedené v následující tabulce jsou shodné pro všechny dále navrhované teplosměnné plochy.

Parametr	Značení	Hodnota	Poznámka
Šířka spalinového kanálu	š	0,72 m	
Výška spalinového kanálu	l	1,2 m	
Podélná rozteč trubek	s ₂	90 mm	
Objemový průtok spalin	M _{SP}	0,5764 Nm ³ ·s ⁻¹	
Hmotnostní průtok páry	M _p	0,1638 kg·s ⁻¹	
Poměrná ztráta sáláním a konvekcí	z _S	0,01332 -	
Součinitel rozšíření žebra	μ	1 -	Tloušťka žeber je konstantní
Koeficient nerovnoměrného rozložení α _K po povrchu žebra	Ψ _ž	0,85 -	Pro žebra s kruhovým základem [5], str. 104
Součinitel znečištění	ε	0,0043 m ² ·K·W ⁻¹	Při spalování plynného paliva [5], str. 127
Součinitel tepelné vodivosti žeber	λ _ž	40 W·m ⁻¹ ·K ⁻¹	Pro uhlíkovou ocel

Tabulka 4-8: Společné parametry pro návrh teplosměnných ploch kotle

4.8 Návrh přehříváku

Navržené rozměry a nákres trubek přehříváku jsou uvedeny v *tabulce 4-6* a na *obrázku 4-2*. Stejně tak některé parametry, potřebné pro návrh přehříváku, již byly stanoveny v předchozích kapitolách.

Parametr	Značení	Hodnota
Návrhové předané teplo	Q_P	29,52 kW
Počet trubek v jedné podélné řadě	n_{tr}^P	11 -
Příčná rozteč mezi trubkami	s_1^P	62,0 mm
Rychlost proudění páry v trubkách přehříváku	w_p^P	19,23 m·s ⁻¹
Rychlost proudění spalin v kanále přehříváku	w_{sp}^P	3,28 m·s ⁻¹
Střední teplota páry v přehříváku	t_p^P	199,51 °C
Střední tlak páry v přehříváku	p_p^P	0,6015 MPa
Měrný objem páry v přehříváku	v_p^P	0,3508 kg·m ⁻³
Střední teplota spalin v kanále přehříváku	t_{sp}^P	463,33 °C
Entalpie spalin v bodě A pilového diagramu	I_{SPA}	1002,79 kJ·m ⁻³
Teplota spalin v bodě A pilového diagramu	t_{SPA}	475,0 °C
Návrhová entalpie bodu B pilového diagramu	I_{SPB}	950,88 kJ·m ⁻³
Návrhová teplota bodu B pilového diagramu	t_{SPB}	451,66 °C
Entalpie spalin pro 400 °C	I_{400}	835,979 kJ·m ⁻³
Entalpie spalin pro 500 °C	I_{500}	1058,396 kJ·m ⁻³
Teplota páry v bodě 1 pilového diagramu	t_1	240 °C
Teplota páry v bodě 2 pilového diagramu	t_2	159,02 °C

Tabulka 4-9: Parametry pro návrh přehříváku

4.8.1 Součinitel přestupu tepla v přehříváku

Všechny parametry vystupující v této kapitole 4.8.1 jsou vztaženy k přehříváku.

Parametry, společné pro návrh všech teplosměnných ploch, jsou uvedeny v *tabulce 4-8*.

Pro výpočet součinitele přestupu tepla přehříváku bude použit vzorec (4.15)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1tr}}{S_{2tr}}} = \frac{1}{\frac{1}{20,466} + \frac{1}{299,824} \cdot \frac{0,809}{0,058}} \doteq 10,521 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

4.8.2 Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější strany získáme dosazením do vzorce (4.16).

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,9149 \cdot 0,87 \cdot 1 + 0,0851] \cdot \frac{0,85 \cdot 30,3605}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 30,3605}$$

$$\alpha_{1r} = 20,4659 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Podíl výhřevných ploch žebor a celkové plochy ze strany spalin se stanoví ze vzorce (4.17)

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{55}{25}\right)^2 - 1}{\left(\frac{55}{25}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{5,26}{25} - \frac{0,8}{25}\right)} = 0,9149$$

Součinitel efektivity žebra

Součinitel se stanoví na základě nomogramu [5], obr. 8-12 pro hodnoty

$$\beta \cdot h_z = 38,1 \cdot 0,015 \doteq 0,571$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{55}{25} = 2,2$$

} E = 0,87

- Součinitel β pro stanovení součinitele efektivity žebra získáme ze vzorce (4.18)

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 30,3605}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 30,3605)}} \doteq 38,1$$

- Součinitel přestupu tepla konvekcí svazků trubek s příčnými žebry ze vzorce (4.19)

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot s_z}{v_{sp}}\right)^{0,68}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,8 \cdot 0,5271^{0,2} \cdot \frac{0,06320}{0,00526} \cdot \left(\frac{0,025}{0,00526}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00526}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{3,28 \cdot 0,00526}{7,0912 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,68}$$

$$\alpha_K \doteq 30,3605 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- opravný koeficient na počet podélných řad ve svazku je dle [5], str. 116

$$C_z = 0,8$$

- **parametr určující uspořádání trubek ve svazku** je dle vzorce (4.20) a (4.21)

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,48 - 1}{3,81 - 1} \doteq 0,5271$$

$$\text{kde } \sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{62}{25} = 2,48$$

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{62}{2}\right)^2 + 90^2}}{25} \doteq 3,81$$

- **součinitel tepelné vodivosti spalin** pro teplotu 463,33 °C je dle [5], str. 24

$$\lambda_{sp} = 0,06320 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **součinitel kinematické viskozity spalin** pro teplotu 463,33 °C je dle [5], str. 24

$$\nu_{sp} = 7,0912 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalin je dle (4.22)

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9149 = 0,0851$$

4.8.3 Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany získáme dosazením do vzorce (4.23).

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_f \cdot C_l \cdot C_m$$

$$\alpha_{2r} = 0,023 \cdot \frac{0,03451}{0,0186} \cdot \left(\frac{19,23 \cdot 0,0186}{5,6123 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,0184^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\alpha_{2r} \doteq 299,824 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel tepelné vodivosti páry** pro 199,51 °C a 0,6015 MPa je dle X-Steam

$$\lambda_p = 0,03451 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **Součinitel kinematické viskozity páry** stanovíme dle vzorce (4.24)

$$\mu_p = 1,5999 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} \text{ pro } 199,51 \text{ °C a } 0,6015 \text{ MPa dle X-Steam}$$

$$\nu_p = 0,3508 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \text{ pro } 199,51 \text{ °C a } 0,6015 \text{ MPa dle X-Steam}$$

$$\nu_p = \mu_p \cdot \nu_p = 1,5999 \cdot 10^{-5} \cdot 0,3508 = 5,6123 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

- **Prandtlovo číslo pro páru** o 199,51 °C a 0,6015 MPa je dle X-Steam $\text{Pr} = 1,0184$

- **Opravný koeficient pro teplotu proudu a stěny** je dle [5], str. 100 $C_f = 1$

- **Opravný koeficient poměrné délky** je dle [5], str. 100 $C_l = 1$

- **Opravný koeficient proudění v kanálech mezikruží** je dle [5], str. 100 $C_m = 1$

4.8.4 Celková plocha trubek z vnější (spalinové) strany

Celkovou plochu trubek z vnější strany stanovíme ze vzorce (4.25) a (4.26).

$$S_{1tr} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z \right)$$

$$S_{1tr} = \pi \cdot 0,025 \cdot (1 - 190 \cdot 0,0008) + 190 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (0,055^2 - 0,025^2)}{4} + \pi \cdot 0,055 \cdot 0,0008 \right)$$

$$S_{1tr} \doteq 0,8087 m^2$$

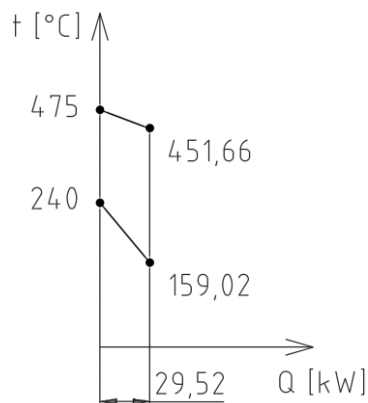
4.8.5 Celková plocha trubek z vnitřní strany

Celkovou plochu trubek z vnitřní strany stanovíme ze vzorce (4.27).

$$S_{2tr} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0186 = 0,0584 m^2$$

4.8.6 Střední logaritmický teplotní spád

Střední logaritmický teplotní spád v přehříváku se spočítá pomocí vzorce (4.28) dle následujícího obrázku.



Obrázek 4-4: Střední logaritmický teplotní spád přehříváku

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{SPA} - t_1) - (t_{SPB} - t_2)}{\ln \left(\frac{t_{SPA} - t_1}{t_{SPB} - t_2} \right)}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(475 - 240) - (451,66 - 159,02)}{\ln \left(\frac{475 - 240}{451,66 - 159,02} \right)}$$

$$\Delta t_{ln} \doteq 262,768^\circ C$$

4.8.7 Stanovení počtu podélných řad přehříváku

Návrhovou celkovou teplosměnnou plochu ze strany spalin stanovíme dle vztahu (4.29)

$$S_{sp} = \frac{Q_P}{k \cdot \Delta t_{in}} = \frac{29520,50}{10,521 \cdot 262,768} \doteq 10,6779 m^2$$

Teplosměnná plocha ze strany spalin připadající na 1 podélnou řadu trubek je dle rovnice (4.30)

$$S_{řada} = l \cdot S_{ltr} \cdot n_{tr} = 1,2 \cdot 0,8087 \cdot 11 = 10,6753 m^2$$

Počet podélných řad trubek nyní určíme ze vztahu (4.31)

$$n_{řad} = \frac{S_{sp}}{S_{řada}} = \frac{10,6779}{10,6753} \doteq 1,0002 \Rightarrow 1 \text{ řada}$$

4.8.8 Přepočtení parametrů přehříváku pro skutečný počet podélných řad

Skutečná celková teplosměnná plocha ze strany spalin se stanoví dle vzorce (4.32)

$$S_{sp}^{skut} = S_{řada} \cdot n_{řad} = 10,6753 \cdot 1 = 10,6753 m^2$$

Skutečné předané teplo v teplosměnné ploše určíme ze vztahu (4.33)

$$Q_P^{skut} = k \cdot S_{sp}^{skut} \cdot \Delta t_{in} = 10,521 \cdot 10,6753 \cdot 262,768 = 29513,36 W = 29,5136 kW$$

Nyní je třeba zkontrolovat odchylku návrhového a skutečného předaného tepla v přehříváku.

$$\frac{|Q_P^{skut} - Q_P|}{Q_P} = \frac{|29,51 - 29,52|}{29,52} \cdot 100 \doteq 0,024\%$$

Odchylka **splňuje stanovenou podmínku** $0,024\% < 5\%$, počet podélných řad vyhovuje.

Skutečná entalpie spalin v bodě B pilového diagramu se stanoví dle vztahu (4.6)

$$I_{SPB}^{skut} = I_{SPA} - \frac{Q_P^{skut}}{(1 - z_s) \cdot \dot{M}_{SP}} = 1002,792 - \frac{29,5136}{(1 - 0,01332) \cdot 0,5764} \doteq 950,8967 kJ \cdot m^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě B pilového diagramu se nyní stanoví dle vzorce (4.7)

$$t_{SPB}^{skut} = \frac{(I_{SPB}^{skut} - I_{400}) \cdot 100}{I_{500} - I_{400}} + 400 = \frac{(950,8967 - 835,98) \cdot 100}{1058,40 - 835,98} + 400 \doteq 451,6676^\circ C$$

Odchylka návrhové a skutečné teploty bodu B pilového diagramu je:

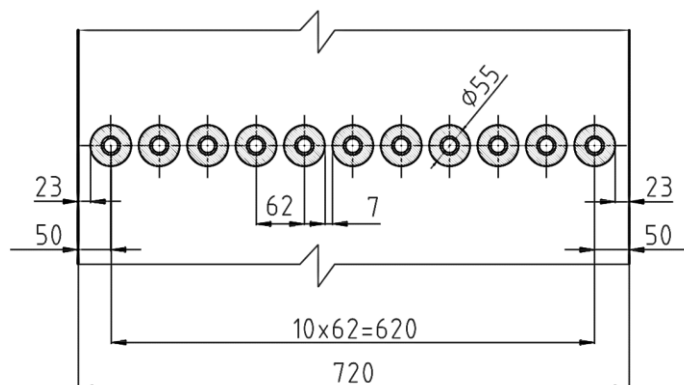
$$|t_{SPB} - t_{SPB}^{skut}| = |451,6620 - 451,6676| \doteq 0,0056^\circ C$$

4.8.9 Shrnutí parametrů přehříváku

Parametry navrženého přehříváku jsou uvedeny v následující tabulce.

Parametr	Značení	Hodnota
Počet trubek v jedné podélné řadě	n_{tr}^P	11 -
Počet podélných řad	$n_{řad}^P$	1 -
Příčná rozteč trubek přehříváku	s_1^P	62 mm
Podélná rozteč trubek přehříváku	s_2^P	90 mm
Rychlost proudění páry v trubkách přehříváku	w_p^P	19,23 $m \cdot s^{-1}$
Rychlost proudění spalín v kanále přehříváku	w_{sp}^P	3,28 $m \cdot s^{-1}$
Skutečné předané teplo	Q_P^{skut}	29,51 kW
Skutečná entalpie bodu B pilového diagramu	I_{SPB}^{skut}	950,90 $kJ \cdot m^{-3}$
Skutečná teplota bodu B pilového diagramu	t_{SPB}^{skut}	451,67 °C

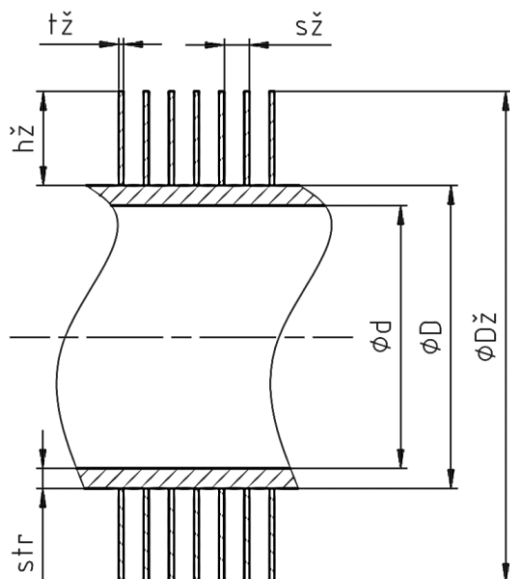
Tabulka 4-10: Shrnutí parametrů přehříváku



Obrázek 4-5: Uspořádání trubek přehříváku ve spalínovém kanálu

4.9 Návrh výparníku

Pro výparník budou použity žebrované trubky, jejichž rozměry jsou uvedeny v následující tabulce.



Obrázek 4-6: Nákres trubky výparníku

Volený rozměr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky	D^V	48,3 mm
Tloušťka stěny	s_{tr}^V	3,2 mm
Vnitřní průměr trubky	d^V	41,9 mm
Výška žeber	h_z^V	15,0 mm
Průměr přes žebra	D_z^V	78,3 mm
Tloušťka žebra	t_z^V	1,0 mm
Počet žeber	n_z^V	240 m^{-1}
Rozteč žeber	s_z^V	4,17 mm

Tabulka 4-11: Zvolené rozměry trubek výparníku

Dříve stanovené parametry potřebné pro návrh výparníku jsou uvedeny v následující tabulce.

Parametr	Značení	Hodnota
Návrhové předané teplo	Q_{vyp}	345,08 kW
Entalpie spalin v bodě B pilového diagramu	I_{SPB}^{skut}	950,90 $kJ \cdot m^{-3}$
Teplota spalin v bodě B pilového diagramu	t_{SPB}^{skut}	451,67 $^{\circ}C$
Návrhová entalpie bodu C pilového diagramu	I_{SPC}	344,11 $kJ \cdot m^{-3}$
Návrhová teplota bodu C pilového diagramu	t_{SPC}	169,02 $^{\circ}C$
Entalpie spalin pro 200 $^{\circ}C$	I_{200}	407,984 $kJ \cdot m^{-3}$
Entalpie spalin pro 300 $^{\circ}C$	I_{300}	619,227 $kJ \cdot m^{-3}$
Teplota páry v bodě 2 pilového diagramu	t_2	159,02 $^{\circ}C$
Tlak média v bodě 2 pilového diagramu	p_2	0,603 MPa
Teplota páry v bodě 3 pilového diagramu	t_3	159,02 $^{\circ}C$
Tlak média v bodě 3 pilového diagramu	p_3	0,603 MPa

Tabulka 4-12: Parametry pro návrh výparníku

4.9.1 Počet trubek v jedné podélné řadě výparníku

Mezera mezi trubkami výparníku byla zvolena $a^V = 5 \text{ mm}$.

Příčná rozteč mezi trubkami výparníku je potom dle vzorce (4.10)

$$s_1^V = D^V + 2 \cdot h_z^V + a^V = 48,3 + 2 \cdot 15 + 5 = 83,3 \text{ mm}$$

Počet trubek v jedné podélné řadě výparníku

$$n_{tr}^V = \frac{\check{s}}{s_1^V} - 1 = \frac{720}{83,3} - 1 \doteq 7,64 \quad (4.34)$$

Počet trubek v jedné podélné řadě výparníku volím $n_{tr}^V = 8$.

4.9.2 Parametry média ve výparníku

Střední teplota média ve výparníku

$$t_p^V = \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{159,02 + 159,02}{2} = 159,02^\circ\text{C}$$

Střední tlak média ve výparníku

$$p_p^V = \frac{p_2 + p_3}{2} = \frac{0,603 + 0,603}{2} = 0,603 \text{ MPa}$$

Měrný objem média ve výparníku pro střední teplotu a tlak

$$v_p^V(t_p^V, p_p^V) = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

4.9.3 Parametry spalin ve výparníku

Průtočná plocha spalin výparníkem se stanoví pomocí vztahu (4.12)

$$S_{kan}^V = \check{s} \cdot l - l \cdot D^V \cdot n_{tr}^V - 2 \cdot h_z^V \cdot t_z^V \cdot l \cdot n_z^V \cdot n_{tr}^V$$

$$S_{kan}^V = 0,72 \cdot 1,2 - 1,2 \cdot 0,0483 \cdot 8 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,001 \cdot 1,2 \cdot 240 \cdot 8 \doteq 0,3312 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin ve výparníku

$$t_{SP}^V = \frac{t_{SPB}^{skat} + t_{SPC}}{2} = \frac{451,67 + 169,02}{2} \doteq 310,34^\circ\text{C}$$

Objemový průtok spalin pro stř. teplotu spalin výparníku zjistíme dosazením do vzorce (4.9)

$$\dot{M}_{SP}^{tSPV} = \dot{M}_{SP} \cdot \frac{t_{SP}^V + 273,15}{273,15} = 0,5764 \cdot \frac{310,34 + 273,15}{273,15} \doteq 1,2313 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost spalin ve výparníku stanovíme výpočtovým vztahem (4.14)

$$w_{sp}^V = \frac{\dot{M}_{SP}^{tSPV}}{S_{kan}^V} = \frac{1,2313}{0,3312} \doteq 3,72 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

4.9.4 Součinitel přestupu tepla ve výparníku

Všechny parametry vystupující v této kapitole 4.9.4 jsou vztaženy k výparníku.

Parametry, společné pro návrh všech teplosměnných ploch, jsou uvedeny v **tabulce 4-8**.

Pro výpočet součinitele přestupu tepla výparníku bude použit vzorec (4.15)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1tr}}{S_{2tr}}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Pro výparník platí $\alpha_{2r} \gg \alpha_{1r}$, z čehož plyne, že člen $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ se blíží k nule.

U výparníku lze tedy výraz pro výpočet součinitele prostupu tepla zjednodušit:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}}} = \alpha_{1r} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (4.35)$$

$$k = 22,0962 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

4.9.5 Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější strany získáme dosazením do vzorce (4.16).

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,9255 \cdot 0,90 \cdot 1 + 0,0745] \cdot \frac{0,85 \cdot 31,9968}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 31,9968}$$

$$\alpha_{1r} = 22,0962 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin se stanoví ze vzorce (4.17)

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{78,3}{48,3}\right)^2 - 1}{\left(\frac{78,3}{48,3}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,17}{48,3} - \frac{1,0}{48,3}\right)} = 0,9255$$

Součinitel efektivnosti žebra

Součinitel se stanoví na základě nomogramu [5], obr. 8-12 pro hodnoty

$$\beta \cdot h_z = 34,9 \cdot 0,015 \doteq 0,523$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{78,3}{48,3} = 1,621$$

$$\left. \begin{array}{l} \beta \cdot h_z = 34,9 \cdot 0,015 \doteq 0,523 \\ \frac{D_z}{D} = \frac{78,3}{48,3} = 1,621 \end{array} \right\} E = 0,90$$

- **Součinitel β pro stanovení součinitele efektivnosti žebra** získáme ze vzorce (4.18)

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 31,9968}{0,001 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 31,9968)}} \doteq 34,9$$

- **Součinitel přestupu tepla konvekcí svazků trubek s příčnými žebry** ze vzorce (4.19)

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot s_z}{v_{sp}}\right)^{0,68}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 1,1 \cdot 0,6880^{0,2} \cdot \frac{0,04973}{0,00417} \cdot \left(\frac{0,0483}{0,00417}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00417}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{3,72 \cdot 0,00417}{4,7333 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,68}$$

$$\alpha_K \doteq 31,9968 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

- **opravný koeficient na počet podélných řad ve svazku** je dle [5], str. 116
 $C_z = 1,1$
- **parametr určující uspořádání trubek ve svazku** je dle vzorce (4.20) a (4.21)

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{1,72 - 1}{2,05 - 1} \doteq 0,6880$$

$$\text{kde } \sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{83,3}{48,3} = 1,72$$

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{83,3}{2}\right)^2 + 90^2}}{48,3} \doteq 2,05$$

- **součinitel tepelné vodivosti spalin** pro teplotu 310,34 °C je dle [5], str. 24
 $\lambda_{sp} = 0,04973 W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
- **součinitel kinematické viskozity spalin** pro teplotu 310,34 °C je dle [5], str. 24
 $\nu_{sp} = 4,7333 \cdot 10^{-5} m^2 \cdot s^{-1}$

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalin je dle (4.22)

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9255 = 0,0745$$

4.9.6 Celková plocha trubek z vnější (spalinové) strany

Celkovou plochu trubek z vnější strany stanovíme ze vzorce (4.25) a (4.26).

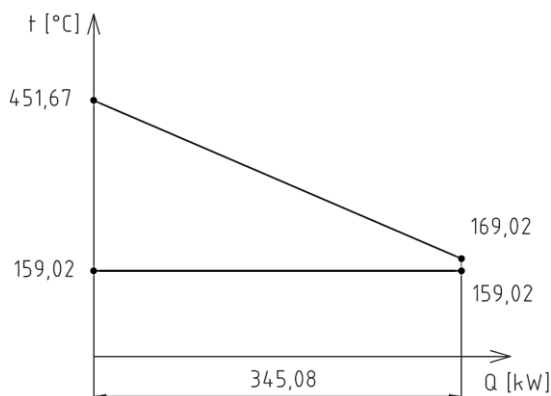
$$S_{1tr} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z \right)$$

$$S_{1tr} = \pi \cdot 0,0483 \cdot (1 - 240 \cdot 0,001) + 240 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (0,0783^2 - 0,0483^2)}{4} + \pi \cdot 0,0783 \cdot 0,001 \right)$$

$$S_{1tr} \doteq 1,6054 m^2$$

4.9.7 Střední logaritmický teplotní spád

Střední logaritmický teplotní spád ve výparníku se spočítá pomocí vzorce (4.28) dle následujícího obrázku.



Obrázek 4-7: Střední logaritmický teplotní spád ve výparníku

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{SPB}^{skut} - t_2) - (t_{SPC} - t_3)}{\ln \left(\frac{t_{SPB}^{skut} - t_2}{t_{SPC} - t_3} \right)}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(451,67 - 159,02) - (169,02 - 159,02)}{\ln \left(\frac{451,67 - 159,02}{169,02 - 159,02} \right)}$$

$$\Delta t_{ln} \doteq 83,7131^\circ C$$

4.9.8 Stanovení počtu podélných řad přehříváku

Návrhovou celkovou teplosměnnou plochu ze strany spalin stanovíme dle vztahu (4.29)

$$S_{sp} = \frac{Q_{VYP}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{345079,6}{22,0962 \cdot 83,7131} \doteq 186,556 m^2$$

Teplosměnná plocha ze strany spalin připadající na 1 podélnou řadu trubek je dle rovnice (4.30)

$$S_{rada} = l \cdot S_{1tr} \cdot n_{tr} = 1,2 \cdot 1,6054 \cdot 8 = 15,4114 m^2$$

Počet podélných řad trubek nyní určíme ze vztahu (4.31)

$$n_{rad} = \frac{S_{sp}}{S_{rada}} = \frac{186,556}{15,4114} \doteq 12,11 \Rightarrow 12 \text{ řad}$$

4.9.9 Přepočet parametrů výparníku pro skut. počet podélných řad

Skutečná celková teplosměnná plocha ze strany spalin se stanoví dle vzorce (4.32)

$$S_{sp}^{skut} = S_{řada} \cdot n_{řad} = 15,4114 \cdot 12 \doteq 184,937 m^2$$

Skutečné předané teplo v teplosměnné ploše určíme ze vztahu (4.33)

$$Q_{VÝP}^{skut} = k \cdot S_{sp}^{skut} \cdot \Delta t_{in} = 22,0962 \cdot 184,937 \cdot 83,7131 \doteq 342085 W = 342,085 kW$$

Nyní je třeba zkontrolovat odchylku návrhového a skutečného předaného tepla ve výparníku.

$$\frac{|Q_{VÝP}^{skut} - Q_{VÝP}|}{Q_{VÝP}} = \frac{|342,09 - 345,08|}{345,08} \cdot 100 \doteq 0,87\%$$

Odchylka splňuje stanovenou podmínku $0,87\% < 5\%$, počet podélných řad vyhovuje.

Skutečná entalpie spalin v bodě C pilového diagramu se stanoví dle vztahu (4.6)

$$I_{SPC}^{skut} = I_{SPB}^{skut} - \frac{Q_{VÝP}^{skut}}{(1 - z_s) \cdot \dot{M}_{SP}} = 950,897 - \frac{342,085}{(1 - 0,01332) \cdot 0,5764} \doteq 349,387 kJ \cdot m^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě C pilového diagramu se nyní stanoví dle vzorce (4.7)

$$t_{SPC}^{skut} = \frac{(I_{SPC}^{skut} - I_{200}) \cdot 100}{I_{300} - I_{200}} + 200 = \frac{(349,387 - 407,98) \cdot 100}{619,23 - 407,98} + 200 \doteq 172,261^\circ C$$

Odchylka návrhové a skutečné teploty bodu C pilového diagramu je:

$$|t_{SPC} - t_{SPC}^{skut}| = |169,02 - 172,26| \doteq 3,24^\circ C$$

Skutečná hodnota pinchpointu

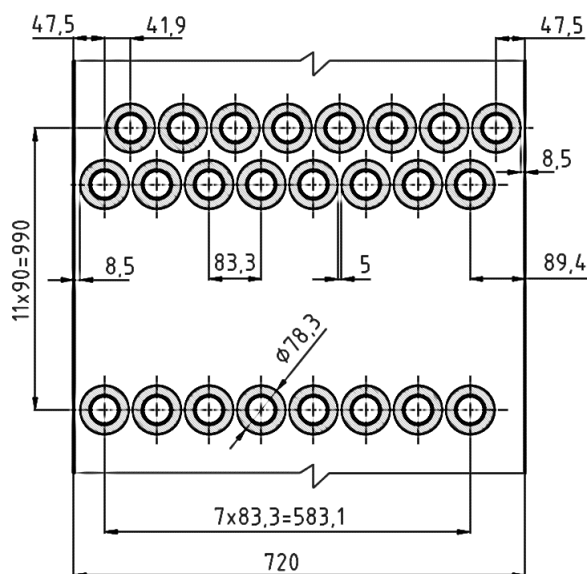
$$\Delta t_{3C} = t_{SPC}^{skut} - t_3 = 172,26 - 159,02 \doteq 13,24^\circ C$$

4.9.10 Shrnutí parametrů výparníku

Parametry navrženého výparníku jsou uvedeny v následující tabulce.

Parametr	Značení	Hodnota
Počet trubek v jedné podélné řadě	n_{tr}^V	8 -
Počet podélných řad	$n_{řad}^V$	12 -
Příčná rozteč trubek výparníku	s_1^V	83,3 mm
Podélná rozteč trubek výparníku	s_2^V	90 mm
Rychlost proudění spalin v kanále výparníku	w_{sp}^V	3,72 $m \cdot s^{-1}$
Skutečné předané teplo	Q_{VYP}^{skut}	342,09 kW
Skutečná entalpie bodu C pilového diagramu	I_{SPC}^{skut}	349,39 $kJ \cdot m^{-3}$
Skutečná teplota bodu C pilového diagramu	t_{SPC}^{skut}	172,26 $^{\circ}C$

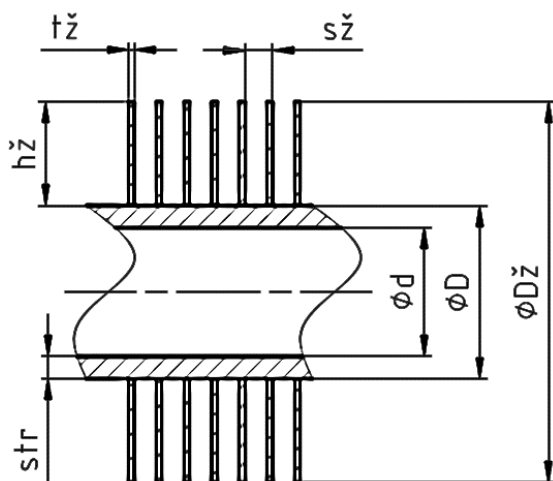
Tabulka 4-13: Shrnutí parametrů výparníku



Obrázek 4-8: Uspořádání trubek výparníku ve spalinovém kanálu

4.10 Návrh ekonomizéru

Pro ekonomizér budou použity žebrované trubky, jejichž rozměry jsou uvedeny v následující tabulce.



Obrázek 4-9: Nákres trubky ekonomizéru

Volený rozměr	Značení	Hodnota
Vnější průměr trubky	D^E	25,0 mm
Tloušťka stěny	s_{tr}^E	3,2 mm
Vnitřní průměr trubky	d^E	18,6 mm
Výška žeber	h_z^E	15,0 mm
Průměr přes žebra	D_z^E	55,0 mm
Tloušťka žebra	t_z^E	0,8 mm
Počet žeber	n_z^E	210,0 m^{-1}
Rozteč žeber	s_z^E	4,76 mm

Tabulka 4-14: Zvolené rozměry trubek ekonomizéru

Dříve stanovené parametry potřebné pro návrh ekonomizéru jsou uvedeny v následující tabulce.

Parametr	Značení	Hodnota
Návrhové předané teplo	Q_{EKO}	34,24 kW
Entalpie spalin v bodě C pilového diagramu	I_{SPC}^{skut}	349,39 $kJ \cdot m^{-3}$
Teplota spalin v bodě C pilového diagramu	t_{SPC}^{skut}	172,26 °C
Entalpie spalin pro 100 °C	I_{100}	201,806 $kJ \cdot m^{-3}$
Entalpie spalin pro 200 °C	I_{200}	407,984 $kJ \cdot m^{-3}$
Teplota páry v bodě 4 pilového diagramu	t_4	154,02 °C
Tlak média v bodě 4 pilového diagramu	p_4	0,603 MPa
Teplota páry v bodě 5 pilového diagramu	t_5	105 °C
Tlak média v bodě 5 pilového diagramu	p_5	0,670 MPa

Tabulka 4-15: Parametry pro návrh ekonomizéru

Na základě konzultací volím pro ekonomizér:

- návrhovou rychlost proudění vody v trubkách $w_v^E = 0,7 m \cdot s^{-1}$

4.10.1 Parametry vody v ekonomizéru

Střední teplota vody v ekonomizéru

$$t_v^E = \frac{t_4 + t_5}{2} = \frac{154,02 + 105}{2} = 129,51^\circ\text{C}$$

Střední tlak vody v ekonomizéru

$$p_v^E = \frac{p_4 + p_5}{2} = \frac{0,603 + 0,670}{2} = 0,6365\text{MPa}$$

Měrný objem vody v ekonomizéru pro střední teplotu a tlak

$$v_v^E(t_v^E, p_v^E) = 0,001069\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

4.10.2 Počet trubek v jedné podélné řadě ekonomizéru

Mezera mezi trubkami ekonomizéru byla zvolena $a^E = 5\text{mm}$.

Příčná rozteč mezi trubkami ekonomizéru je dle vzorce (4.10)

$$s_1^E = D^E + 2 \cdot h_z^E + a^E = 25 + 2 \cdot 15 + 5 = 60\text{mm}$$

Celkový průtočný průřez trubkami ekonomizéru vypočítáme ze vzorce (4.4)

$$S_p^E = \frac{\dot{M}_p \cdot v_v^E}{w_v^E} = \frac{0,1638 \cdot 0,001069}{0,7} \doteq 0,00025\text{m}^2$$

Počet trubek v jedné podélné řadě ekonomizéru nyní stanovíme z výrazu (4.5)

$$n_{tr}^E = \frac{4 \cdot S_p^E}{\pi \cdot (d^E)^2} = \frac{4 \cdot 0,00025}{\pi \cdot 0,0186^2} \doteq 0,92 \Rightarrow 1\text{trubka}$$

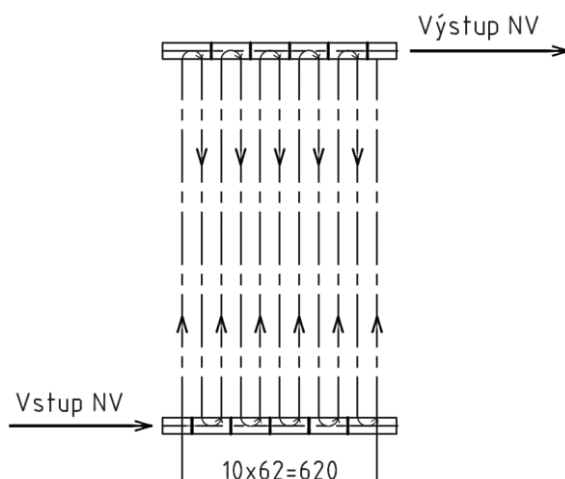
Skutečný celkový průřez trubkami ekonomizéru vyjádříme ze vzorce (4.5)

$$S_p^E = \frac{\pi \cdot (d^E)^2}{4} \cdot n_{tr}^E = \frac{\pi \cdot 0,0186^2}{4} \cdot 1 = 0,0002716\text{m}^2$$

Jelikož šířka spalínového kanálu je 720 mm, je v případě ekonomizéru evidentní jeho nevyužitý prostor. Po **rozdělení rozváděcí válcové komory** na příslušný počet částí (viz **obrázek 4-10**), kde bude voda proudit střídavě, je možné do jedné podélné řady umístit více trubek. Jejich počet lze stanovit dle vzorce (4.34).

$$n_{tr}^E = \frac{\check{s}}{s_1^E} - 0,5 = \frac{720}{60} - 1 \doteq 11,0$$

Počet trubek v jedné podélné řadě ekonomizéru tedy volím $n_{tr}^E = 11$.



Obrázek 4-10: Rozdělení rozváděcích komor ekonomizéru

Skutečná rychlost proudění vody v ekonomizéru se stanoví dle upraveného vzorce (4.4)

$$w_v^E = \frac{\dot{M}_p \cdot v_v^E}{S_p^E} = \frac{0,1638 \cdot 0,001069}{0,0002716} \doteq 0,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Skutečná rychlost proudění vody splňuje podmínku $0,5 - 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

4.10.3 Parametry spalin v ekonomizéru

Návrh parametrů bodu D pilového diagramu:

Návrhová entalpie spalin v bodě D pilového diagramu se stanoví pomocí (4.6).

$$I_{SPD} = I_{SPC}^{skut} - \frac{Q_{EKO}}{(1 - z_s) \cdot \dot{M}_{SP}} = 349,39 - \frac{34,2446}{(1 - 0,01332) \cdot 0,5764} \doteq 289,17 \text{ kJ} \cdot \text{m}^{-3}$$

Návrhová teplota spalin v bodě D pilového diagramu se stanoví vztahem (4.7) pomocí interpolace hodnot z **tabulky 4-5** a návrhové hodnoty entalpie v bodě D.

$$t_{SPD} = \frac{(I_{SPD} - I_{SP100}) \cdot 100}{I_{SP200} - I_{SP100}} + 100 = \frac{(289,17 - 201,81) \cdot 100}{407,98 - 201,81} + 100 = 142,38^\circ \text{C}$$

Průtočná plocha spalin ekonomizérem se stanoví pomocí vztahu (4.12)

$$S_{kan}^E = \check{s} \cdot l - l \cdot D^E \cdot n_{tr}^E - 2 \cdot h_z^E \cdot t_z^E \cdot l \cdot n_z^E \cdot n_{tr}^E$$

$$S_{kan}^E = 0,72 \cdot 1,2 - 1,2 \cdot 0,025 \cdot 11 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 1,2 \cdot 210 \cdot 11 \doteq 0,4675 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin v ekonomizéru

$$t_{SP}^E = \frac{t_{SPC}^{skut} + t_{SPD}}{2} = \frac{172,26 + 142,38}{2} \doteq 157,32^\circ \text{C}$$

Objemový průtok spalin pro stř. teplotu spalin ekonomizéru zjistíme dosazením do (4.9)

$$\dot{M}_{SP}^{tSPE} = \dot{M}_{SP} \cdot \frac{t_{SP}^E + 273,15}{273,15} = 0,5764 \cdot \frac{157,32 + 273,15}{273,15} \doteq 0,9084 m^3 \cdot s^{-1}$$

Rychlost spalin v ekonomizéru stanovíme výpočtovým vztahem (4.14)

$$w_{sp}^E = \frac{\dot{M}_{SP}^{tSPE}}{S_{kan}^E} = \frac{0,9084}{0,4675} \doteq 1,94 m \cdot s^{-1}$$

4.10.4 Součinitel přestupu tepla v ekonomizéru

Všechny parametry vystupující v této kapitole 4.10.4 jsou vztaženy k ekonomizéru. Parametry, společné pro návrh všech teplosměnných ploch, jsou uvedeny v **tabulce 4-8**.

Pro výpočet součinitele přestupu tepla ekonomizéru bude použit vzorec (4.15)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1tr}}{S_{2tr}}} \quad [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$$

Pro ekonomizér platí $\alpha_{2r} \gg \alpha_{1r}$, z čehož plyne, že člen $\frac{1}{\alpha_{2r}}$ se blíží k nule.

U ekonomizéru lze tedy výraz pro výpočet součinitele prostupu tepla zjednodušit na vztah (4.35).

$$k = \alpha_{1r} = 18,4677 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

4.10.5 Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější strany

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany získáme dosazením do vzorce (4.16).

$$\alpha_{1r} = \left[\frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right] \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_K}$$

$$\alpha_{1r} = [0,9238 \cdot 0,87 \cdot 1 + 0,0762] \cdot \frac{0,85 \cdot 27,1415}{1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 27,1415}$$

$$\alpha_{1r} = 18,4677 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Podíl výhřevných ploch žebër a celkové plochy ze strany spalin se stanoví ze vzorce (4.17)

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{55}{25}\right)^2 - 1}{\left(\frac{55}{25}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{4,76}{25} - \frac{0,8}{25}\right)} = 0,9238$$

Součinitel efektivity žebra

Součinitel se stanoví na základě nomogramu [5], obr. 8-12 pro hodnoty

$$\beta \cdot h_z = 36,2 \cdot 0,015 \doteq 0,543$$

$$\frac{D_z}{D} = \frac{55}{25} = 2,2$$

$$\left. \begin{array}{l} \beta \cdot h_z = 36,2 \cdot 0,015 \doteq 0,543 \\ \frac{D_z}{D} = \frac{55}{25} = 2,2 \end{array} \right\} E = 0,87$$

- **Součinitel β pro stanovení součinitele efektivity žebra** získáme ze vzorce (4.18)

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_K}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_K)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 27,1415}{0,0008 \cdot 40 \cdot (1 + 0,0043 \cdot 0,85 \cdot 27,1415)}} \doteq 36,2$$

- **Součinitel přestupu tepla konvekcí svazků trubek s příčnými žebry** ze vzorce (4.19)

$$\alpha_K = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{sp}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{sp} \cdot s_z}{V_{sp}}\right)^{0,68}$$

$$\alpha_K = 0,23 \cdot 0,98 \cdot 0,5009^{0,2} \cdot \frac{0,03658}{0,00476} \cdot \left(\frac{0,025}{0,00476}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,00476}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{1,94 \cdot 0,00476}{2,7916 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,68}$$

$$\alpha_K \doteq 27,1415 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **opravný koeficient na počet podélných řad ve svazku** je dle [5], str. 116
 $C_z = 0,98$

- **parametr určující uspořádání trubek ve svazku** je dle vzorce (4.20) a (4.21)

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,4 - 1}{3,79 - 1} \doteq 0,5009$$

$$\text{kde } \sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{60}{25} = 2,4$$

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_2^2}}{D} = \frac{\sqrt{\left(\frac{60}{2}\right)^2 + 90^2}}{25} \doteq 3,79$$

- **součinitel tepelné vodivosti spalin** pro teplotu 157,32 °C je dle [5], str. 24

$$\lambda_{sp} = 0,03658 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

- **součinitel kinematické viskozity spalin** pro teplotu 157,32 °C je dle [5], str. 24

$$\nu_{sp} = 2,7916 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra a celkové plochy na straně spalin je dle (4.22)

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,9238 = 0,0762$$

4.10.6 Celková plocha trubek z vnější strany

Celkovou plochu trubek z vnější strany stanovíme ze vzorce (4.25) a (4.26).

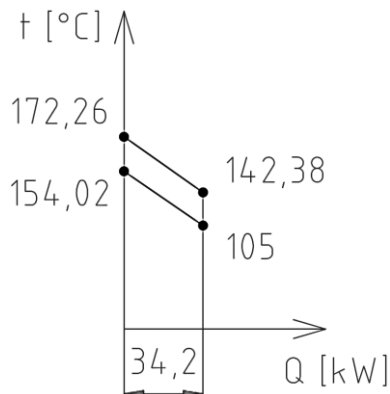
$$S_{irr} = \pi \cdot D \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (D_z^2 - D^2)}{4} + \pi \cdot D_z \cdot t_z \right)$$

$$S_{irr} = \pi \cdot 0,025 \cdot (1 - 210 \cdot 0,0008) + 210 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot (0,055^2 - 0,025^2)}{4} + \pi \cdot 0,055 \cdot 0,0008 \right)$$

$$S_{irr} \doteq 0,8856 \text{ m}^2$$

4.10.7 Střední logaritmický teplotní spád

Střední logaritmický teplotní spád v ekonomizéru se spočítá pomocí vzorce (4.28) dle následujícího obrázku.



$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{SPD} - t_5) - (t_{SPC}^{skut} - t_4)}{\ln \left(\frac{t_{SPD} - t_5}{t_{SPC}^{skut} - t_4} \right)}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(142,38 - 105) - (172,26 - 154,02)}{\ln \left(\frac{142,38 - 105}{172,26 - 154,02} \right)}$$

Obrázek 4-11: Střední logaritmický teplotní spád v ekonomizéru

$$\Delta t_{ln} \doteq 26,67^\circ\text{C}$$

4.10.8 Stanovení počtu podélných řad ekonomizéru

Návrhovou celkovou teplosměnnou plochu ze strany spalin stanovíme dle vztahu (4.29)

$$S_{sp} = \frac{Q_{EKO}}{k \cdot \Delta t_{in}} = \frac{34244,56}{18,4677 \cdot 26,67} \doteq 69,5168 m^2$$

Teplosměnná plocha ze strany spalin připadající na 1 podélnou řadu trubek je dle rovnice (4.30)

$$S_{řada} = l \cdot S_{1tr} \cdot n_{tr} = 1,2 \cdot 0,8856 \cdot 11 = 11,69 m^2$$

Počet podélných řad trubek nyní určíme ze vztahu (4.31)

$$n_{řad} = \frac{S_{sp}}{S_{řada}} = \frac{69,5168}{11,69} \doteq 5,95 \Rightarrow 6 \text{ řad}$$

4.10.9 Přepočet parametrů ekonomizéru pro skutečný počet podélných řad

Skutečná celková teplosměnná plocha ze strany spalin se stanoví dle vzorce (4.32)

$$S_{sp}^{skut} = S_{řada} \cdot n_{řad} = 11,69 \cdot 6 \doteq 70,14 m^2$$

Skutečné předané teplo v teplosměnné ploše určíme ze vztahu (4.33)

$$Q_{EKO}^{skut} = k \cdot S_{sp}^{skut} \cdot \Delta t_{in} = 18,4677 \cdot 70,14 \cdot 26,67 \doteq 34551,5 W = 34,55 kW$$

Nyní je třeba zkontrolovat odchylku návrhového a skutečného předaného tepla v ekonomizéru.

$$\frac{|Q_{EKO}^{skut} - Q_{EKO}|}{Q_{EKO}} = \frac{|34,55 - 34,24|}{34,24} \cdot 100 \doteq 0,90\%$$

Odchylka splňuje stanovenou podmínku $0,90\% < 5\%$, počet podélných řad vyhovuje.

Skutečná entalpie spalin v bodě D pilového diagramu se stanoví dle vztahu (4.6)

$$I_{SPD}^{skut} = I_{SPC}^{skut} - \frac{Q_{EKO}^{skut}}{(1 - z_s) \cdot \dot{M}_{SP}} = 368,14 - \frac{34,55}{(1 - 0,01332) \cdot 0,5764} \doteq 288,63 kJ \cdot m^{-3}$$

Skutečná teplota spalin v bodě D pilového diagramu se nyní stanoví dle vzorce (4.7)

$$t_{SPD}^{skut} = \frac{(I_{SPD}^{skut} - I_{100}) \cdot 100}{I_{200} - I_{100}} + 100 = \frac{(288,63 - 201,81) \cdot 100}{407,98 - 201,81} + 100 \doteq 142,11^\circ C$$

Odchylka návrhové a skutečné teploty bodu D pilového diagramu je:

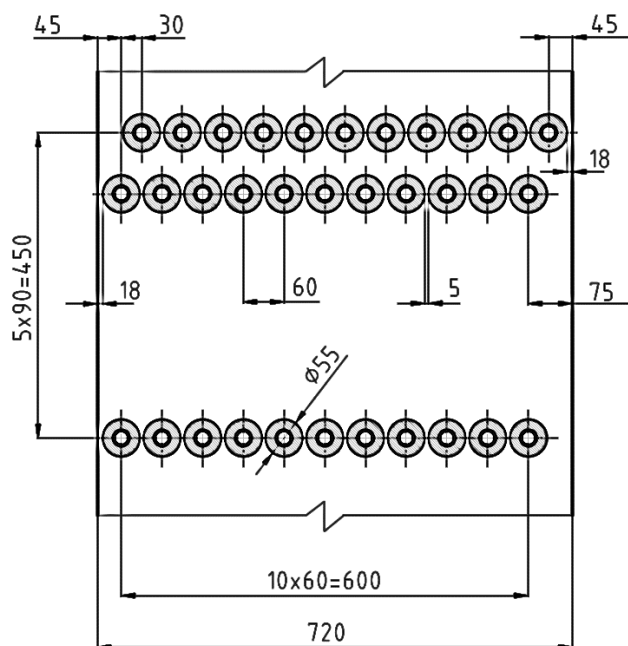
$$|t_{SPD} - t_{SPD}^{skut}| = |142,38 - 142,11| \doteq 0,27^\circ C$$

4.10.10 Shrnutí parametrů ekonomizéru

Parametry navrženého ekonomizéru jsou uvedeny v následující tabulce.

Parametr	Značení	Hodnota
Počet trubek v jedné podélné řadě	n_{tr}^E	11 -
Počet podélných řad	$n_{řad}^E$	6 -
Příčná rozteč trubek ekonomizéru	s_1^E	60 mm
Podélná rozteč trubek ekonomizéru	s_2^E	90 mm
Rychlost proudění vody v trubkách ekonomizéru	w_v^E	0,64 $m \cdot s^{-1}$
Rychlost proudění spalin v kanále ekonomizéru	w_{sp}^E	1,94 $m \cdot s^{-1}$
Skutečné předané teplo	Q_{EKO}^{skut}	34,55 kW
Skutečná entalpie bodu D pilového diagramu	I_{SPD}^{skut}	288,63 $kJ \cdot m^{-3}$
Skutečná teplota bodu D pilového diagramu	t_{SPD}^{skut}	142,11 °C

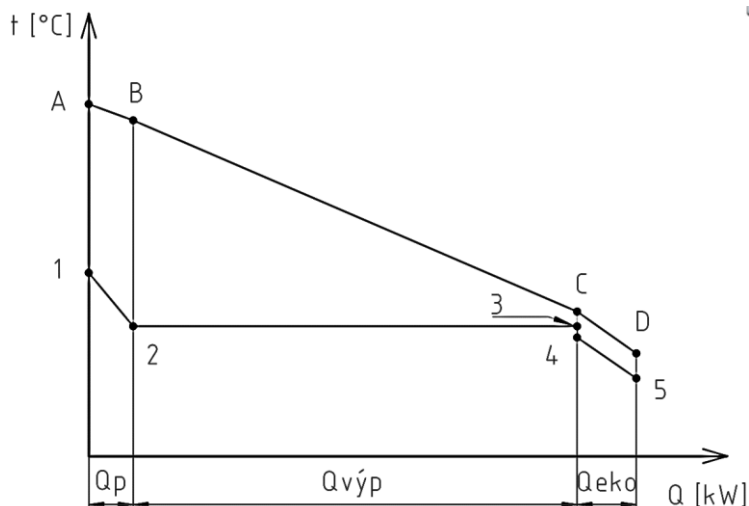
Tabulka 4-16: Shrnutí parametrů ekonomizéru



Obrázek 4-12: Uspořádání trubek ekonomizéru ve spalinovém kanálu

4.11 Skutečný pilový diagram kotle

Na základě parametrů stanovených v kapitole 4 – skutečné parametry vody, páry, spalin a skutečné předané teplo v jednotlivých teplosměnných plochách kotle, lze sestavit skutečný pilový diagram navrhovaného parního kotle.



Obrázek 4-13: Skutečný pilový diagram kotle

Bod diagramu	t [°C]	p [MPa]	i [kJ·kg ⁻¹]
1	240,00	0,600	2936,57
2	159,02	0,603	2756,35
3	159,02	0,603	671,34
4	154,02	0,603	649,67
5	105,00	0,670	440,61

Tabulka 4-17: Skutečné parametry na straně vody a páry

Bod diagramu	t [°C]	i [kJ·kg ⁻¹]
A	475,00	1002,79
B	451,67	950,90
C	172,26	349,39
D	142,11	288,63

Tabulka 4-18: Skutečné parametry na straně spalin

Teplosměnná plocha	Předané teplo [kW]
Přehřívák	$Q_P = 29,51$
Výparník	$Q_{VYP} = 342,09$
Ekonomizér	$Q_{EKO} = 34,55$

Tabulka 4-19: Skutečná tepla předaná jednotlivými teplosměnnými plochami

5 Aerodynamický výpočet kotle

Cílem aerodynamického výpočtu kotle je stanovení tlakových ztrát spalin. Celková tlaková ztráta spalin Δp_{sp}^{celk} je dána součtem tlakových ztrát na jednotlivých teplosměnných plochách a tlakové ztráty ve výfuku. Všechny navržené teplosměnné plochy kotle jsou tvořeny vystřídane uloženými žebrovanými trubkami. Maximální povolená tlaková ztráta spalin je ze strany zadavatele diplomové práce stanovena $\Delta p_{sp}^{max} = 2000 \text{ Pa}$. Aerodynamický výpočet kotle byl prováděn paralelně s tepelným výpočtem. Výpočty v rámci této kapitoly jsou provedeny dle [9], [10].

5.1 Tlaková ztráta spalin na svazku žebrovaných trubek

Tlaková ztráta spalin na svazku žebrovaných trubek se stanoví pomocí následujícího vztahu:

$$\Delta p_{sp} = \xi \cdot \frac{(w_{sp})^2}{2} \cdot \rho_{sp}^i \quad [\text{Pa}] \quad (5.1)$$

kde ξ [-] je součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek při kolmém proudění pro kinematickou viskozitu ν média o teplotě stěny t_{st} .

ρ_{sp}^i [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je měrná hmotnost spalin pro střední teplotu spalin dané teplosměnné plochy

Součinitel tlakové ztráty pro svazek žebrovaných trubek se určí dle vzorce:

$$\xi = K \cdot n_{rad} \cdot \left(\frac{h_z}{D}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z}{D}\right)^{-k_2} \cdot (\text{Re}_{st})^{-k_3} \quad [-] \quad (5.2)$$

kde K [-], k_1 [-], k_2 [-], k_3 [-] jsou konstanty závislé na uspořádání trubek ve svazku
 Re_{st} [-] je Reynoldsovo číslo pro střední teplotu zanešeného povrchu stěny

Pro vystřídane uspořádání trubek jsou konstanty $K = 2$, $k_1 = 0$, $k_2 = 0,72$, $k_3 = 0,24$.

Reynoldsovo číslo se stanoví podle vztahu:

$$\text{Re}_{st} = \frac{w_{sp} \cdot d_e}{\nu_{st}} \quad [-] \quad (5.3)$$

kde d_e [m] je ekvivalentní rozměr

ν_{st} [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] je součinitel kinematické viskozity spalin pro **střední teplotu zanešeného povrchu stěny**

Ekvivalentní rozměr se vypočítá dle vzorce:

$$d_e = \frac{4 \cdot S}{o} \quad [\text{m}] \quad (5.4)$$

kde S [m^2] je průtočná plocha spalinového kanálu kotle

o [m] je obvod průtočné plochy spalinového kanálu kotle

Ekvivalentní rozměr navrženého spalinového kanálu je dle vzorce (5.4):

$$d_e = \frac{4 \cdot (\check{s} \cdot l)}{2 \cdot (\check{s} + l)} = \frac{4 \cdot (0,72 \cdot 1,2)}{2 \cdot (0,72 + 1,2)} = 0,9 \text{ m}$$

Střední teplota zanešeného povrchu stěny se určí ze vztahu:

$$t_{st} = t_p + \Delta t \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5.5)$$

kde t_p [$^{\circ}\text{C}$] je střední teplota média proudícího v trubkách dané teplosměnné plochy

Δt [$^{\circ}\text{C}$] je teplotní rozdíl mezi střední teplotou média proudícího v trubkách a teplotou zanešeného povrchu stěny; při spalování plynného paliva se uvažuje $\Delta t = 25 \text{ } ^{\circ}\text{C}$ [5], str. 125

Měrná hmotnost spalin pro střední teplotu spalin dané teplosměnné plochy se stanoví následovně:

Měrná hmotnost spalin za normálních podmínek ($0 \text{ } ^{\circ}\text{C}$, $101,325 \text{ kPa}$) je stanovena v kapitole 3.4 $\rho_{sp} = 1,2729 \text{ kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$

Měrnou hmotnost spalin pro libovolnou teplotu lze určit ze stavové rovnice ideálního plynu:

$$\frac{p_1 \cdot v_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot v_2}{T_2} \quad (5.6)$$

kde p_1, p_2 [Pa] je tlak plynu (spalin)

v_1, v_2 [$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$] je měrný objem plynu (spalin)

T_1 [K] je teplota plynu (spalin) za normálních podmínek; $T_1 = 273,15 \text{ K}$

T_2 [K] je střední teplota plynu (spalin) pro danou teplosměnnou plochu

Za podmínek, že tlak spalin uvažují konstantní ($p_1 = p_2$) a $v = \frac{1}{\rho}$ lze rovnici (5.6) upravit

do následujícího tvaru:

$$\rho_{sp}^i = \rho_{sp} \cdot \frac{T_1}{T_2} \quad (5.7)$$

kde ρ_{sp}^i [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je měrná hmotnost spalin při uvažované střední teplotě spalin T_2 [K]

ρ_{sp} [$\text{kg} \cdot \text{Nm}^{-3}$] je měrná hmotnost spalin za normálních podmínek při teplotě $T_1 = 273,15 \text{ K}$

Měrné hmotnosti spalin pro jednotlivé teplosměnné plochy kotle jsou uvedeny v následující tabulce:

	Střední teplota spalin t_{sp}^i [$^{\circ}\text{C}$]	Střední teplota spalin T_2 [K]	Měrná hmotnost spalin pro T_2 ρ_{sp}^i [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
Přehřívák	463,33	736,48	0,4721
Výparník	310,34	583,49	0,5959
Ekonomizér	157,32	430,47	0,8077

Tabulka 5-1: Skutečná měrná hmotnost spalin

5.2 Tlaková ztráta spalin ve výfuku

Na tlakové ztrátě spalin ve výfuku se podílí tlakové ztráty na vstupu a výstupu z výfuku, tlakové ztráty třením spalin o stěny výfuku a tlakové ztráty vlivem změny směru proudění spalin.

Tlaková ztráta na vstupu a výstupu z výfuku se stanoví pomocí vzorce (5.1):

$$\Delta p_k^{VV} = \left(\xi_k^{VS} + \xi_k^{VY} \right) \cdot \frac{(w_{sp}^k)^2}{2} \cdot \rho_{sp}^k \quad [Pa]$$

kde ξ_k^{VS} [-] je součinitel tlakové ztráty na vstupu do výfuku

ξ_k^{VY} [-] je součinitel tlakové ztráty na výstupu z výfuku

w_{sp}^k [$m \cdot s^{-1}$] je rychlost proudění spalin ve výfuku

ρ_{sp}^k [$kg \cdot m^{-3}$] je měrná hmotnost spalin pro teplotu spalin na konci kotle

Měrná hmotnost spalin pro teplotu spalin na konci kotle se stanoví dle vzorce (5.7)

Teplota spalin na konci kotle byla na základě tepelného výpočtu stanovena $t_{SPD} = 142,1 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$\rho_{sp}^k = \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{T_{SPD}}$$

$$\rho_{sp}^k = 1,2729 \cdot \frac{273,15}{(142,1 + 273,15)}$$

$$\rho_{sp}^k \doteq 0,8373 kg \cdot m^{-3}$$

Tlaková ztráta třením spalin o stěny výfuku se stanoví pomocí vzorce:

$$\Delta p_k^T = \lambda_k \cdot \frac{H_k}{d_k} \cdot \frac{(w_{sp}^k)^2}{2} \cdot \rho_{sp}^k \quad [Pa] \quad (5.8)$$

kde λ_k [-] je součinitel tření ve výfuku

H_k [m] je výška výfuku od vstupu spalin

d_k [m] je vnitřní průměr výfuku

Tlaková ztráta vlivem změny směru proudění spalin ve výfuku se stanoví následovně:

$$\Delta p_k^\alpha = \xi_k^\alpha \cdot \frac{(w_{sp}^k)^2}{2} \cdot \rho_{sp}^k \quad [Pa] \quad (5.9)$$

kde ξ_k^α [-] je součinitel tlakové ztráty vlivem změny směru proudění

Součinitel tlakové ztráty vlivem změny směru proudění určíme na základě vztahu:

$$\xi_k^\alpha = \xi_0 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \quad [-] \quad (5.10)$$

kde ξ_0 [-] je součinitel tlakové ztráty vlivem změny směru proudění pro kruhový průřez,

$$Re_\alpha = 5 \cdot 10^3 \text{ a } \text{úhel kolena } \alpha = 90^\circ$$

x_1 [-] je opravný součinitel pro jiné Re_α

x_2 [-] je opravný součinitel pro jiný úhel kolena α

x_3 [-] je opravný součinitel pro jiný než kruhový průřez

Reynoldsovo číslo se stanoví následovně:

$$Re_{\alpha} = \frac{w_{sp}^k \cdot d_k}{\nu_{sp}^k} \quad [-] \quad (5.11)$$

kde w_{sp}^k [$m^2 \cdot s^{-1}$] je rychlost proudění spalin ve výfuku

d_k [m] je vnitřní průměr výfuku

ν_{sp}^k [$m^2 \cdot s^{-1}$] je součinitel kinematické viskozity spalin pro teplotu spalin na konci kotle

5.3 Výpočet tlakové ztráty spalin

Parametry potřebné pro výpočet tlakové ztráty spalin v kotli jsou uvedeny v následující tabulce.

	Přehřívák	Výparník	Ekonomizér
Střední teplota zanešeného povrchu stěny t_{st} [°C]	224,51	184,02	154,02
Souč. kinematické viskozity ν_{st} [$m^2 \cdot s^{-1}$]	$3,60 \cdot 10^{-5}$	$3,10 \cdot 10^{-5}$	$2,76 \cdot 10^{-5}$
Rychlost proudění spalin w_{sp} [$m \cdot s^{-1}$]	3,28	3,72	1,94
Reynoldsovo číslo Re [-]	$8,20 \cdot 10^4$	$1,08 \cdot 10^5$	$6,34 \cdot 10^4$
Vnější průměr trubek D [mm]	25,0	48,3	25,0
Výška žebra h_z [mm]	15	15	15
Rozteč žebor s_z [mm]	5,26	4,17	4,76
Počet podélných řad n_{rad} [-]	1	12	6

Tabulka 5-2: Parametry pro aerodynamický výpočet

5.3.1 Tlaková ztráta spalin na přehříváku

Součinitel tlakové ztráty spalin na přehříváku se určí ze vzorce (5.2)

$$\xi_{sp}^P = K \cdot n_{rad}^P \cdot \left(\frac{h_z^P}{D^P}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z^P}{D^P}\right)^{-k_2} \cdot (Re_{st}^P)^{-k_3} = 2 \cdot 1 \cdot \left(\frac{15}{25}\right)^0 \cdot \left(\frac{5,26}{25}\right)^{-0,72} \cdot (8,20 \cdot 10^4)^{-0,24} \doteq 0,41$$

Tlaková ztráta spalin na přehříváku se stanoví pomocí vztahu (5.1)

$$\Delta p_{sp}^P = \xi_{sp}^P \cdot \frac{(w_{sp}^P)^2}{2} \cdot \rho_{sp}^P = 0,41 \cdot \frac{3,28^2}{2} \cdot 0,4721 \doteq \underline{1,03 Pa}$$

5.3.2 Tlaková ztráta spalin na výparníku

Součinitel tlakové ztráty spalin na výparníku se určí ze vzorce (5.2)

$$\xi_{sp}^V = K \cdot n_{rad}^V \cdot \left(\frac{h_z^V}{D^V}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z^V}{D^V}\right)^{-k_2} \cdot (Re_{st}^V)^{-k_3} = 2 \cdot 12 \cdot \left(\frac{15}{48,3}\right)^0 \cdot \left(\frac{4,17}{48,3}\right)^{-0,72} \cdot (1,08 \cdot 10^5)^{-0,24} \doteq 8,68$$

Tlaková ztráta spalin na výparníku se stanoví pomocí vztahu (5.1)

$$\Delta p_{sp}^V = \xi_{sp}^V \cdot \frac{(w_{sp}^V)^2}{2} \cdot \rho_{sp}^V = 8,68 \cdot \frac{3,72^2}{2} \cdot 0,5959 \doteq \underline{35,73 Pa}$$

5.3.3 Tlaková ztráta spalín na ekonomizéru

Součinitel tlakové ztráty spalín na ekonomizéru se určí ze vzorce (5.2)

$$\xi_{sp}^E = K \cdot n_{rad}^E \cdot \left(\frac{h_z^E}{D^E}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{s_z^E}{D^E}\right)^{-k_2} \cdot (\text{Re}_{st}^E)^{-k_3} = 2 \cdot 6 \cdot \left(\frac{15}{25}\right)^0 \cdot \left(\frac{4,76}{25}\right)^{-0,72} \cdot (6,34 \cdot 10^4)^{-0,24} \doteq 2,79$$

Tlaková ztráta spalín na ekonomizéru se stanoví pomocí vztahu (5.1)

$$\Delta p_{sp}^E = \xi_{sp}^E \cdot \frac{(w_{sp}^E)^2}{2} \cdot \rho_{sp}^E = 2,79 \cdot \frac{1,94^2}{2} \cdot 0,8077 \doteq \underline{4,25 Pa}$$

5.3.4 Tlaková ztráta spalín ve výfuku

Pro výpočet tlakové ztráty ve výfuku byly na základě konzultace zvoleny následující parametry:

- výška výfuku $H_k = 5 \text{ m}$
- vnitřní průměr výfuku $d_k = 0,3 \text{ m}$
- součinitel tření $\lambda_k = 0,03$ pro plechový výfuk
- součinitelé tlakové ztráty na vstupu a výstupu z výfuku $\xi_k^{VS} = \xi_k^{VY} = 1$

K výpočtu je třeba znát také rychlost proudění spalín v navrženém výfuku.

Průtočný průřez výfuku se určí pomocí vztahu (4.5)

$$S_k = \frac{\pi \cdot (d_k)^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,3^2}{4} \doteq 0,07065 \text{ m}^2$$

Skutečný objemový průtok spalín výfukem se vypočítá pomocí vztahu (4.9)

$$\dot{M}_{SP}^{tSPD} = \dot{M}_{SP} \cdot \frac{t_{SPD} + 273,15}{273,15} = 0,5764 \cdot \frac{142,1 + 273,15}{273,15} \doteq 0,8763 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost proudění spalín ve výfuku se stanoví podle vzorce (4.8)

$$w_{sp}^k = \frac{\dot{M}_{SP}^{tSPD}}{S_k} = \frac{0,8763}{0,07065} \doteq 12,40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Tlaková ztráta na vstupu a výstupu z výfuku se potom stanoví podle početního vztahu (5.1)

$$\Delta p_k^{VV} = (\xi_k^{VS} + \xi_k^{VY}) \cdot \frac{(w_{sp}^k)^2}{2} \cdot \rho_{sp}^k = (1 + 1) \cdot \frac{12,40^2}{2} \cdot 0,8763 \doteq \underline{128,80 Pa}$$

Tlaková ztráta třením spalín o stěnu výfuku se stanoví pomocí vzorce (5.8)

$$\Delta p_k^T = \lambda_k \cdot \frac{H_k}{d_k} \cdot \frac{(w_{sp}^k)^2}{2} \cdot \rho_{sp}^k = 0,03 \cdot \frac{5}{0,3} \cdot \frac{12,40^2}{2} \cdot 0,8763 \doteq \underline{32,20 Pa}$$

Reynoldsovo číslo pro proudění spalin ve výfuku se stanoví dle vztahu (5.11)

$$\text{Re}_\alpha = \frac{w_{sp}^k \cdot d_k}{\nu_{sp}^k} = \frac{12,40 \cdot 0,3}{2,6176 \cdot 10^{-5}} \doteq 142150,45$$

- pro teplotu spalin na konci kotle $t_{SPD} = 142,1 \text{ }^\circ\text{C}$ je dle [5], str. 24 $\nu_{sp}^k = 2,6176 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Součinitel tlakové ztráty vlivem změny směru proudění se určí dle rovnice (5.10)

$$\xi_k^\alpha = \xi_0 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3$$

$$\xi_k^\alpha = 0,2 \cdot 1,2 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,24$$

- dle [9], str. 684 je $\xi_0 = 0,2$
- dle [9], str. 684 je $x_1 = 1,2$
- dle [9], str. 684 je $x_2 = 1,0$
- dle [9], str. 684 je $x_3 = 1,0$

Tlaková ztráta vlivem změny směru proudění ve výfuku se určí dle rovnice (5.9)

$$\Delta p_k^\alpha = \xi_k^\alpha \cdot \frac{(w_{sp}^k)^2}{2} \cdot \rho_{sp}^k = 0,24 \cdot \frac{12,40^2}{2} \cdot 0,8763 = \underline{15,46 \text{ Pa}}$$

5.4 Celková tlaková ztráta spalin kotle

Celková tlaková ztráta spalin Δp_{sp}^{celk} je součtem dílčích tlakových ztrát na svazcích žebrovaných trubek, ve výfuku, případně tlakové ztráty tlumiče hluku. Celková tlaková ztráta nesmí překročit zadavatelem stanovenou hodnotu $\Delta p_{sp}^{max} = 2000 \text{ Pa}$. Přehled tlakových ztrát spalin v kotli je v následující tabulce.

	Typ tlakové ztráty	Tlaková ztráta [Pa]
Přehřívák	místní na svazku trubek	1,03
Výparník	místní na svazku trubek	35,73
Ekonomizér	místní na svazku trubek	4,25
Výfuk	místní na vstupu a výstupu	128,80
Výfuk	třecí	32,20
Výfuk	změnou směru	15,46

Tabulka 5-3: Přehled tlakových ztrát spalin kotle

Celková tlaková ztráta spalin kotle

$$\Delta p_{sp}^{celk} = \Delta p_{sp}^P + \Delta p_{sp}^V + \Delta p_{sp}^E + \Delta p_k^{VV} + \Delta p_k^T + \Delta p_k^\alpha \quad [\text{Pa}] \quad (5.12)$$

$$\Delta p_{sp}^{celk} = 1,03 + 35,73 + 4,25 + 128,80 + 32,20 + 15,46 \doteq \underline{217,47 \text{ Pa}}$$

Celková tlaková ztráta spalin vyhovuje podmínce stanovené zadavatelem ($217,47 \text{ Pa} < 2000 \text{ Pa}$).

6 Buben parního kotle

Buben parního kotle je silnostěnná válcová tlaková nádoba, která mimo jiné slouží jako separátor syté páry od syté kapaliny, čistí páru, nebo udržuje v kotli dostatečné množství vody.

Vnější průměr bubnu se volí na základě hmotnostního průtoku páry kotlem, přičemž tloušťka stěny bubnu bývá v rozmezí 30 - 120 mm. Délka bubnu se stanoví na základě tzv. **dovoleného zatížení bubnu**. Hodnoty dovoleného zatížení jsou uvedeny v **tabulce dovolených zatížení bubnu parního kotle [11]**. Určujícím parametrem dovoleného zatížení je tlak v bubnu, který se uvažuje stejný jako střední tlak ve výparníku. Pro navržený buben je třeba stanovit také jeho **skutečné zatížení**. Návrh bubnu vyhovuje, pokud je skutečné zatížení bubnu menší než zatížení dovolené.

Nejčastější umístění bubnu bývá rovnoběžně s čelem kotle.

Zatížení bubnu je možné stanovit také pomocí následujícího vztahu:

$$z_b = \frac{\dot{M}_p}{V_b} \quad [kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-3}] \quad (6.1)$$

kde $\dot{M}_p [kg \cdot s^{-1}]$ je hmotnostní průtok páry kotlem

$V_b [m^3]$ je objem parního prostoru bubnu

Objem parního prostoru bubnu

Při výpočtu parního prostoru bubnu je uvažováno, že sytá pára vyplňuje polovinu celkového objemu bubnu.

$$V_b = \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot l_b \quad [m^3] \quad (6.2)$$

kde $d_b [m]$ je vnitřní průměr bubnu

$l_b [m]$ je délka bubnu

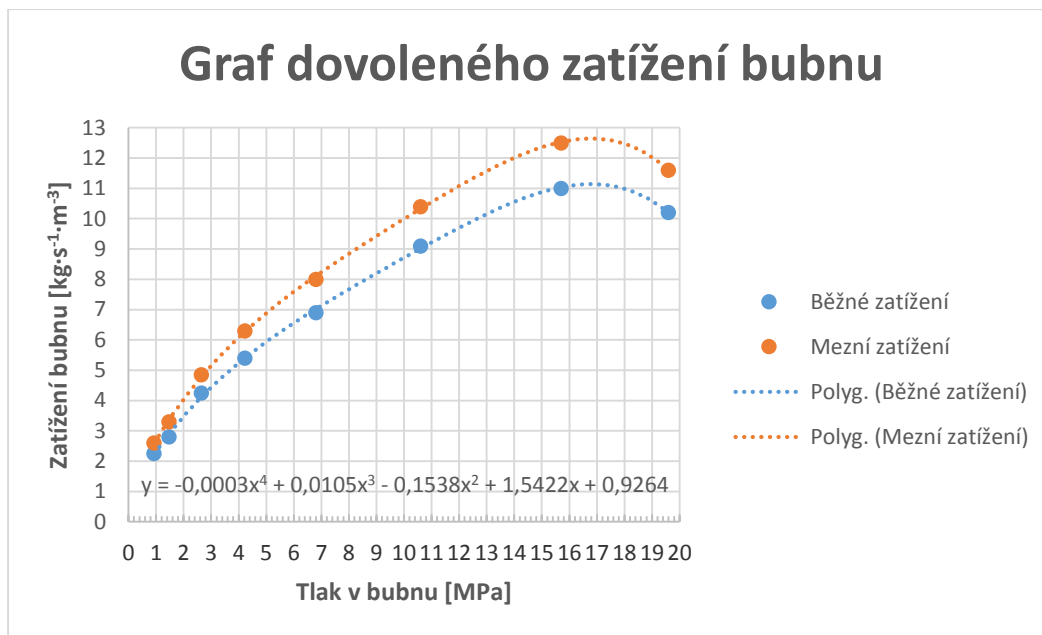
Na základě úpravy rovnic (6.1) a (6.2) dostáváme početní vztah pro určení **délky bubnu l_b** :

$$z_b = \frac{\dot{M}_p}{V_b} = \frac{\dot{M}_p}{\frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot l_b} = \frac{\dot{M}_p}{\frac{\pi \cdot d_b^2}{8} \cdot l_b}$$
$$l_b = \frac{8 \cdot \dot{M}_p}{z_b \cdot \pi \cdot d_b^2} \quad [m] \quad (6.3)$$

6.1 Dovolené zatížení bubnu

Tlak v bubnu je uvažován $p_b = p_p^V = 0,603 \text{ MPa}$. Dovolená zatížení bubnu jsou však v tabulce [11] uvedena až od tlaku 0,932 MPa. S touto skutečností se lze vyrovnat následovně.

Potřebné údaje z tabulky [11] byly přeneseny do prostředí softwaru Microsoft Excel, kde byly následně vyneseny do bodového grafu. Body byly proloženy vhodnou spojnici trendu. Rovnice této spojnice trendu pak předepisuje matematickou závislost dovoleného zatížení bubnu z_b^{max} na tlaku v bubnu.



Obrázek 6-1: Graf závislosti dovoleného zatížení bubnu na tlaku v bubnu

Hledaná rovnice pro běžné zatížení bubnu je:

$$y = -0,0003 \cdot x^4 + 0,0105 \cdot x^3 - 0,1538 \cdot x^2 + 1,5422 \cdot x + 0,9264 \quad (6.4)$$

kde x je tlak v bubnu p_b [MPa]

y je hledaná hodnota dovoleného zatížení bubnu z_b^{mez} [$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-3}$]

Dosazením $x = 0,603$ do rovnice (6.4) vychází:

$$y = -0,0003 \cdot 0,603^4 + 0,0105 \cdot 0,603^3 - 0,1538 \cdot 0,603^2 + 1,5422 \cdot 0,603 + 0,9264$$

$$y \doteq 1,80$$

Hledaná hodnota dovoleného zatížení bubnu pro uvažovaný tlak v bubnu $p_b = 0,603 \text{ MPa}$

je tedy $z_b^{mez} = 1,80 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{m}^{-3}$

6.2 Návrh bubnu

Pro $M_p = 0,1638 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 0,5897 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ volím na základě konzultací následující rozměry bubnu:

- vnější průměr $D_b = 500 \text{ mm}$
- tloušťka stěny $t_b = 30 \text{ mm}$
- vnitřní průměr $d_b = D_b - 2 \cdot t_b = 500 - 2 \cdot 30 = 440 \text{ mm}$

Čištění páry a uklidnění hladiny v navrhovaném bubnu bude řešeno mechanicky pomocí děrovaného plechu.

Délku bubnu stanovíme dosazením do rovnice (6.3)

$$l_b = \frac{8 \cdot \dot{M}_p}{z_b \cdot \pi \cdot d_b^2} = \frac{8 \cdot 0,1638}{1,80 \cdot \pi \cdot 0,44^2} \doteq 1,198 \text{ m}$$

Kvůli bezpečnosti volím délku bubnu $l_b = 1,3 \text{ m}$.

Objem parního prostoru bubnu stanovíme pomocí vztahu (6.2)

$$V_b = \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot l_b = \frac{\pi \cdot 0,44^2}{4} \cdot 1,3 \doteq 0,09878 \text{ m}^3$$

Zatížení bubnu stanovíme pomocí vzorce (6.1)

$$z_b = \frac{\dot{M}_p}{V_b} = \frac{0,1638}{0,09878} \doteq 1,66$$

Jelikož platí $z_b < z_b^{mez}$ ($1,66 < 1,80$), **navržené rozměry bubnu vyhovují.**

Vzhledem k šířce spalínového kanálu kotle $\check{s} = 720 \text{ mm}$ bude navrhovaný buben na základě konzultace umístěn oproti zvyklostem kolmo na čelo kotle.

7 Hydraulický výpočet kotle

Cílem hydraulického výpočtu kotle je zajištění přirozené cirkulace vody a páry v kotli, návrh zavodňovacího, převáděcího a spojovacího potrubí a stanovení tlakových ztrát parovodního systému kotle. Tato kapitola je zpracována na základě zdroje [9], [12].

7.1 Přirozená cirkulace vodotrubnatého kotle

Přirozená cirkulace využívá skutečnosti, že teplé médium stoupá vlivem nižší hustoty vzhůru. Do ekonomizéru je pomocí napájecího čerpadla přivedena napájecí voda. Ta se v ekonomizéru ohřeje na teplotu blízkou teplotě sytosti a následně je odvedena do bubnu. Z bubnu je vlivem gravitace vedena sytá kapalina zavodňovacím potrubím do výparníku, kde dochází k jejímu odpaření. Vzniklá parovodní směs je převáděcím potrubím dopravena zpět do bubnu, kde je pomocí vestaveb oddělena sytá pára od parovodní směsi. Sytá pára z bubnu je dále vedena do přehříváku, kde je následně přehřívána na požadované parametry.

Při výpočtu přirozené cirkulace v kotli se vychází z navržených rozměrů jednotlivých částí kotle a z provedeného tepelného výpočtu kotle. Parametr, kterým se cirkulace v kotli vyjadřuje, se nazývá **cirkulační číslo**.

7.1.1 Cirkulační číslo

Cirkulační číslo závisí na hmotnostním průtoku parovodní směsi a vody ve varných trubkách, na hmotnostním průtoku vody v zavodňovacích trubkách a na parním výkonu kotle.

$$O = \frac{M_{os}}{M_p} = \frac{M_{ow} + M_p}{M_p} = \frac{M_{zw}}{M_p} \quad [-] \quad (7.1)$$

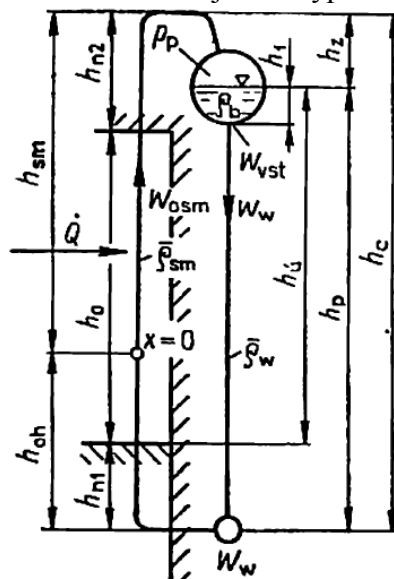
kde M_{os} [$kg \cdot s^{-1}$] je hmotnostní průtok parovodní směsi ve varných trubkách

M_{oz} [$kg \cdot s^{-1}$] je hmotnostní průtok vody ve varných trubkách

M_{zw} [$kg \cdot s^{-1}$] je hmotnostní průtok vody v zavodňovacích trubkách

M_p [$kg \cdot s^{-1}$] je parní výkon kotle

Samotný výpočet se provádí na základě následujícího výpočtového schématu:



Obrázek 7-1: Výpočtové schéma cirkulace v kotli [9]

Důležitou podmínkou výpočtu je rovnost statického tlaku vyvolujícího cirkulaci Δp_v a tlakových ztrát celého okruhu Δp_{zc} . Za této podmínky se graficko-početní metodou stanoví rychlost proudění vody na vstupu do varných trubek kotle w_w .

Statický tlak vyvolující cirkulaci se dle **obrázku 7-1** stanoví následovně:

$$\Delta p_v = h_p \cdot g \cdot \rho_w - h_s \cdot g \cdot \rho_s \quad [Pa] \quad (7.2)$$

Tlakové ztráty celého okruhu se stanoví na základě vztahu:

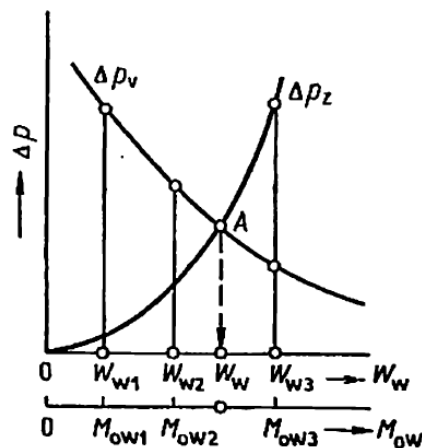
$$\Delta p_{zc} = \sum \Delta p_{zt} + \sum \Delta p_{zm} + \left[h_z \cdot g \cdot (\rho_w - \rho_b'') \cdot (1 - \varphi_0) \right] \quad [Pa] \quad (7.3)$$

kde Δp_{zt} [Pa] je tlaková ztráta třením

Δp_{zm} [Pa] je tlaková ztráta místní

φ_0 [-] je poměrné zaplnění průřezu trubky parou na konci stoupací větve okruhu

Na základě hodnot statického tlaku vyvolujícího cirkulaci Δp_v a tlakových ztrát okruhu Δp_{zc} pro zvolené hodnoty rychlosti proudění \bar{w}_w se sestaví cirkulační (vztlaková) a odporová charakteristika. Rychlosti proudění \bar{w}_w se volí v rozmezí $0,4 - 2,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Příklad sestavených charakteristik je na následujícím obrázku.



Obrázek 7-2: Charakteristiky pro určení oběhové rychlosti [9]

Průsečík obou sestavených charakteristik (bod A) určuje oběhovou rychlost w_w . Na základě takto stanovené oběhové rychlosti w_w , průtočného průřezu varnic S_{os} , měrné hmotnosti směsi ve varnicích ρ_{os} a jmenovitého parního výkonu M_{pj} lze určit jmenovité cirkulační číslo O_j a minimální cirkulační číslo O_{min} .

Jmenovité cirkulační číslo se na základě *obrázku 7-1* stanoví následovně:

$$O_j = \frac{S_{os} \cdot w_{os} \cdot \rho_{os}}{M_{pj}} = \frac{S_{ow} \cdot w_w \cdot \rho_{ow}}{M_{pj}} \quad [-] \quad (7.4)$$

Minimální cirkulační číslo se na základě *obrázku 7-1* stanoví následovně:

$$O_{\min} = \frac{S_{ow} \cdot w_{w \min} \cdot \rho_{ow \min}}{M_{p \min}} \quad [-] \quad (7.5)$$

Samotný výpočet cirkulačního čísla pro navrhovaný kotol je dle konzultace mimo rozsah této práce.

7.1.2 Zavodňovací potrubí kotle

Součástí hydraulického výpočtu je také návrh zavodňovacího potrubí kotle, které zajišťuje zavodnění výparníku. Při návrhu zavodňovacího potrubí se dle [9] vychází z následujícího početního vztahu:

$$\frac{S_{oz}}{S_{os}} \approx 0,06 + 0,016 \cdot p_b + 0,005 \cdot h_p \quad (7.6)$$

kde $\frac{S_{oz}}{S_{os}}$ [-] je poměr průtočných průřezů zavodňovacích (S_{oz}) a varných (S_{os}) trubek

p_b [MPa] je tlak v bubnu; viz *kapitola 6.1*

h_p [m] je výškový rozdíl osy zavodňovacích trubek a osy bubnu (výška cirkulačního okruhu)

Z důvodu předejití vzniku kavitace na vstupu do zavodňovacího potrubí, je třeba, aby výška hladiny v bubnu nad vstupem do potrubí splňovala následující podmínku:

$$h_{1 \min} \geq 0,077 \cdot (w_{vst})^2 \quad [m] \quad (7.7)$$

kde w_{vst} [$m \cdot s^{-1}$] je rychlost proudění vody na vstupu do zavodňovacího potrubí

7.1.3 Převáděcí potrubí kotle

Součástí hydraulického výpočtu je také návrh převáděcího potrubí kotle, které zajišťuje převedení syté páry do bubnu. Při návrhu převáděcího potrubí se dle [9] vychází z následujícího početního vztahu:

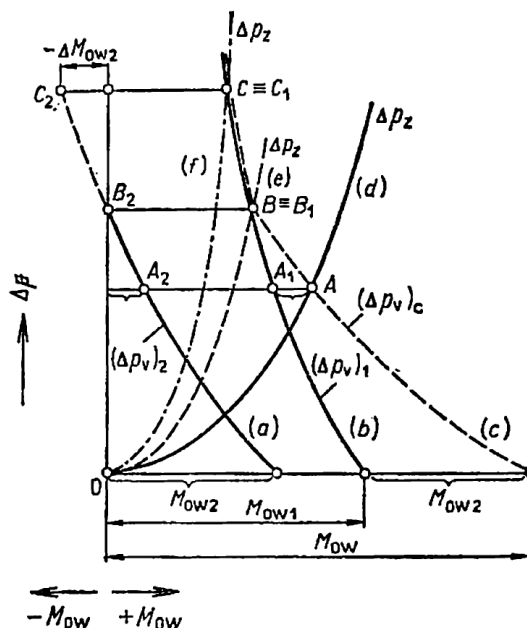
$$\frac{S_{par}}{S_{os}} \approx 0,1 + 0,01 \cdot p_b + 0,01 \cdot h_p \quad (7.8)$$

kde $\frac{S_{par}}{S_{os}}$ [-] je poměr průtočných průřezů převáděcích (S_{par}) a varných (S_{os}) trubek

7.1.4 Kontrola proudění ve varném okruhu

V případě, kdy je výparník kotle tzv. vícečlánekový, je třeba zajistit, aby v něm nedošlo k zastavení nebo dokonce k obrácení proudění. Příčinou může být nevhodná konstrukce, případně nedostatečné otápění trubek. Kontrola proudění se provádí v návaznosti na stanovené cirkulační číslo a navržené potrubí kotle.

Samotná kontrola proudění je znázorněna na následujícím obrázku.



Obrázek 7-3: Kontrola proudění (2 článkového) okruhu [9]

Křivky a) b) c) znázorňují charakteristiky statického tlaku vyvozující oběh pro první, druhý a oba články současně. Křivka d) znázorňuje odporovou charakteristiku dobře navrženého okruhu. Křivka e) znázorňuje odporovou charakteristiku pro případ zastavení proudění ve druhém článku. Křivka f) znázorňuje odporovou charakteristiku pro případ obrácení proudění ve druhém článku.

7.2 Návrh zavodňovacího potrubí

Návrh zavodňovacího potrubí bude proveden na základě početního vztahu (7.6). Z poměru $\frac{S_{oz}}{S_{os}}$ je možno stanovit celkový průtočný průřez zavodňovacích trubek S_{oz} . Pro takto stanovený průtočný průřez lze nyní zvolit počet zavodňovacích trubek n_{oz} . Skutečné rozměry zavodňovacích trubek je třeba volit s ohledem na normu [8].

Ve výpočtu vystupuje také výška cirkulačního okruhu h_p , která se stanovuje v rámci výpočtu cirkulačního čísla. Jelikož tento výpočet není součástí práce (viz **kapitola 7.1.1**), bude v následujících výpočtech uvažováno $h_p = 4,0m$.

Celkový průtočný průřez varnými trubkami

$$S_{os} = \frac{\pi \cdot (d^v)^2}{4} \cdot n_{tr}^v \cdot n_{rad}^v \quad [m^2] \quad (7.9)$$

$$S_{os} = \frac{\pi \cdot (0,0419)^2}{4} \cdot 8 \cdot 12 \doteq 0,132303m^2$$

Poměr průtočných průřezů zavodňovacích a varných trubek dle vzorce (7.6)

$$\frac{S_{oz}}{S_{os}} = 0,06 + 0,016 \cdot 0,603 + 0,005 \cdot 4,0 \doteq 0,08965$$

Celkový průtočný průřez zavodňovacími trubkami

$$S_{oz} = \frac{S_{oz}}{S_{os}} \cdot S_{os} \quad [m^2] \quad (7.10)$$

$$S_{ozv} = 0,08965 \cdot 0,132303 \doteq 0,01186m^2$$

Počet zavodňovacích trubek volím $n_{oz} = 2$.

Průtočný průřez jednou zavodňovací trubkou

$$S_{1oz} = \frac{S_{oz}}{n_{oz}} \quad [m^2] \quad (7.11)$$

$$S_{1oz} = \frac{0,01186}{2} \doteq 0,00593m^2$$

Návrhový vnitřní průměr zavodňovací trubky

$$d_{oz} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{1oz}}{\pi}} \quad [m] \quad (7.12)$$

$$d_{oz} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00593}{\pi}} \doteq 0,0869m = 86,9mm$$

Na základě normy [8] a konzultací volím následující rozměry zavodňovacích trubek:

- vnější průměr $D_{oz} = 114,3 \text{ mm}$
- tloušťka stěny $t_{oz} = 12,5 \text{ mm}$
- vnitřní průměr $d_{oz} = 89,3 \text{ mm}$

7.3 Návrh převáděcího potrubí

Návrh zavodňovacího potrubí bude proveden na základě početního vztahu (7.8). Z uvedeného vztahu lze stanovit celkový průtočný průřez převáděcích trubek S_{par} . Pro takto stanovený průtočný průřez lze nyní zvolit počet převáděcích trubek n_{par} . Skutečné rozměry zavodňovacích trubek je třeba volit s ohledem na normu [8].

Ve výpočtu vystupuje také výška cirkulačního okruhu h_p , která se stanovuje v rámci výpočtu cirkulačního čísla. Jelikož tento výpočet není součástí práce (viz *kapitola 7.1.1*), bude v následujících výpočtech uvažováno $h_p = 4,0m$.

Celkový průtočný průřez převáděcích trubek stanovíme z upraveného vzorce (7.8)

$$S_{par} = (0,1 + 0,01 \cdot p_b + 0,01 \cdot h_p) \cdot S_{os} \quad [m^2]$$

$$S_{par} = (0,1 + 0,01 \cdot 0,603 + 0,01 \cdot 4,0) \cdot 0,132303 \doteq 0,01932m^2$$

Počet převáděcích trubek volím $n_{par} = 3$.

Průtočný průřez jednou převáděcí trubkou stanovíme dle vzorce (7.11)

$$S_{1par} = \frac{S_{par}}{n_{par}} = \frac{0,01932}{3} \doteq 0,00644m^2$$

Návrhový vnitřní průměr převáděcí trubky stanovíme ze vzorce (7.12)

$$d_{par} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{1par}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00644}{\pi}} \doteq 0,09058m = 90,6mm$$

Na základě **normy** [8] a konzultací volím následující rozměry převáděcích trubek:

- vnější průměr $D_{par} = 114,3 mm$
- tloušťka stěny $t_{par} = 11,0 mm$
- vnitřní průměr $d_{par} = 92,3 mm$

7.4 Spojovací potrubí kotle

Mezi spojovací potrubí kotle se řadí potrubí, které spojuje jednotlivé teplosměnné plochy – vstupní a výstupní potrubí ekonomizéru, vstupní a výstupní potrubí přehříváku. Při návrhu spojovacího potrubí se vychází ze vzorce (4.4), který je třeba upravit do následujícího tvaru:

$$S_p = \frac{\dot{M}_p \cdot v_p}{w_p} \Rightarrow \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\dot{M}_p \cdot v_p}{w_p} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot v}{\pi \cdot w_p}} \quad [m] \quad (7.13)$$

kde $d [m]$ je návrhový vnitřní průměr potrubí

$\dot{M}_p [kg \cdot s^{-1}]$ je hmotnostní průtok páry kotlem

$v [m^3 \cdot kg^{-1}]$ je měrný objem média proudícího v potrubí

$w_p [m \cdot s^{-1}]$ je návrhová rychlost proudění média

Při návrhu potrubí je třeba dát pozor na rychlost proudění média v trubkách ($15 - 25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pro páru v přehříváku a $0,5 - 1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pro vodu v ekonomizéru). Rozměry vstupních i výstupních potrubí jsou voleny dle normy [8] s ohledem právě na rychlost proudění média uvnitř. Parametry potřebné k návrhu spojovacího potrubí jsou uvedeny v následující tabulce.

Parametry	Značení	Hodnota
Hmotnostní průtok páry	\dot{M}_p	0,1638 $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
Měrný objem média v bodě 1 pilového diagramu	v_1	0,385674 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Měrný objem média v bodě 2 pilového diagramu	v_2	0,314091 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Měrný objem média v bodě 3 pilového diagramu	v_3	0,001100 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Měrný objem média v bodě 4 pilového diagramu	v_4	0,001095 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Měrný objem média v bodě 5 pilového diagramu	v_5	0,001047 $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$

Tabulka 7-1: Parametry pro návrh spojovacího potrubí

Výpočty v rámci této kapitoly jsou provedeny dle zdroje [6].

7.4.1 Návrh vstupního potrubí do ekonomizéru

Návrhový vnitřní průměr potrubí stanovíme na základě početního vztahu (7.13). Příslušné proměnné jsou uvedeny v *tabulce 7-1*.

$$d_{vstup}^E = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot v_5}{\pi \cdot w_v^E}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1638 \cdot 0,001047}{\pi \cdot 0,64}} \doteq 0,0184 \text{ m} = 18,4 \text{ mm}$$

Na základě normy [8] a konzultací volím následující rozměry vstupního potrubí do ekonomizéru:

- vnější průměr $D_{vstup}^E = 25,4 \text{ mm}$
- tloušťka stěny $t_{vstup}^E = 3,2 \text{ mm}$
- vnitřní průměr $d_{vstup}^E = 19 \text{ mm}$

Skutečnou rychlost proudění média pro zvolený průměr potrubí lze vyjádřit opět z (7.13)

$$w_v^E = \frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot v_5}{\pi \cdot (d_{vstup}^E)^2} = \frac{4 \cdot 0,1638 \cdot 0,001047}{\pi \cdot 0,019^2} \doteq 0,61 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Rychlost proudění média v potrubí vyhovuje.

7.4.2 Návrh výstupního potrubí z ekonomizéru

Návrhový vnitřní průměr potrubí stanovíme na základě početního vztahu (7.13). Příslušné proměnné jsou uvedeny v *tabulce 7-1*.

$$d_{výstup}^E = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot \frac{v_3 + v_4}{2}}{\pi \cdot w_v^E}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1638 \cdot \frac{0,0011 + 0,001095}{2}}{\pi \cdot 0,64}} \doteq 0,0188m = 18,8mm$$

Na základě normy [8] a konzultací volím následující rozměry výstupního potrubí z ekonomizéru:

- vnější průměr $D_{výstup}^E = 25,4 \text{ mm}$
- tloušťka stěny $t_{výstup}^E = 3,2 \text{ mm}$
- vnitřní průměr $d_{výstup}^E = 19 \text{ mm}$

Skutečnou rychlost proudění média pro zvolený průměr potrubí lze vyjádřit opět z (7.13)

$$w_v^E = \frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot \frac{v_3 + v_4}{2}}{\pi \cdot (d_{výstup}^E)^2} = \frac{4 \cdot 0,1638 \cdot \frac{0,0011 + 0,001095}{2}}{\pi \cdot 0,019^2} \doteq 0,63m \cdot s^{-1}$$

Rychlost proudění média v potrubí vyhovuje.

7.4.3 Návrh vstupního potrubí do přehříváku

Návrhový vnitřní průměr potrubí stanovíme na základě početního vztahu (7.13). Příslušné proměnné jsou uvedeny v *tabulce 7-1*.

$$d_{vstup}^P = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot v_2}{\pi \cdot w_p^P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1638 \cdot 0,314091}{\pi \cdot 19,23}} \doteq 0,0584m = 58,4mm$$

Na základě normy [8] a konzultací volím následující rozměry vstupního potrubí do přehříváku:

- vnější průměr $D_{vstup}^P = 70,0 \text{ mm}$
- tloušťka stěny $t_{vstup}^P = 3,2 \text{ mm}$
- vnitřní průměr $d_{vstup}^P = 63,6 \text{ mm}$

Skutečnou rychlost proudění média pro zvolený průměr potrubí lze vyjádřit opět z (7.13)

$$w_p^P = \frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot v_2}{\pi \cdot (d_{vstup}^P)^2} = \frac{4 \cdot 0,1638 \cdot 0,314091}{\pi \cdot 0,0636^2} \doteq 16,20m \cdot s^{-1}$$

Rychlost proudění média v potrubí vyhovuje.

7.4.4 Návrh výstupního potrubí z přehříváku

Návrhový vnitřní průměr potrubí stanovíme na základě početního vztahu (7.13). Příslušné proměnné jsou uvedeny v *tabulce 7-1*.

$$d_{výstup}^P = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot v_1}{\pi \cdot w_p^P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1638 \cdot 0,385674}{\pi \cdot 19,23}} \doteq 0,0647 \text{ m} = 64,7 \text{ mm}$$

Na základě normy [8] a konzultací volím následující rozměry výstupního potrubí z přehříváku:

- vnější průměr $D_{výstup}^P = 73,0 \text{ mm}$
- tloušťka stěny $t_{výstup}^P = 3,2 \text{ mm}$
- vnitřní průměr $d_{výstup}^P = 66,6 \text{ mm}$

Skutečnou rychlost proudění média pro zvolený průměr potrubí lze vyjádřit opět z (7.13)

$$w_p^P = \frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot v_1}{\pi \cdot (d_{výstup}^P)^2} = \frac{4 \cdot 0,1638 \cdot 0,385674}{\pi \cdot 0,0666^2} \doteq 18,14 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlost proudění média v potrubí vyhovuje.

7.5 Shrnutí navrženého potrubí kotle

Navržená potrubí kotle jsou uvedena v následující tabulce.

	Vnější průměr [mm]	Tloušťka stěny [mm]	Vnitřní průměr [mm]
Zavodňovací potrubí (2x)	114,3	12,5	89,3
Převáděcí potrubí (3x)	114,3	11,0	92,3
Vstupní potrubí do ekonomizéru	25,4	3,2	19,0
Výstupní potrubí z ekonomizéru	25,4	3,2	19,0
Vstupní potrubí do přehříváku	70,0	3,2	63,6
Výstupní potrubí z přehříváku	73,0	3,2	66,6

Tabulka 7-2: Přehled navrženého spojovacího potrubí

7.6 Tlakové ztráty parovodního systému

Celková tlaková ztráta parovodního systému kotle Δp_{pv}^{celk} je dána součtem tlakových ztrát v jednotlivých teplosměnných plochách, tlakových ztrát spojovacího potrubí a tlakových ztrát na vstupu a výstupu z bubny. V rámci provedeného výpočtu jsou uvažovány tlakové ztráty vlivem tření proudícího média o stěny trubek a tzv. místní tlakové ztráty (např. ztráty na vstupu a výstupu trubek). Dle konzultace, nebude stanovena tlaková ztráta ve výparníku, jelikož její výpočet navazuje na cirkulační číslo, jehož stanovení není součástí práce (viz *kapitola 7.1.1*). Výpočet tlakových ztrát parovodního systému kotle byl prováděn paralelně s tepelným výpočtem dle zdroje [9], [10].

Výpočet tlakových ztrát parovodního systému se řídí následujícími pravidly:

- Celková tlaková ztráta sériově řazených prvků je dána součtem tlakových ztrát jednotlivých prvků

$$\Delta p_{sériově} = \sum_{i=1}^n \Delta p_i \quad [Pa] \quad (7.14)$$

- tlakové ztráty paralelně zapojených prvků (např. trubky ve svazku) jsou stejné

$$\Delta p_{paralelně} = \Delta p_i \quad [Pa] \quad (7.15)$$

Pokud tato pravidla aplikujeme na navrhnuté teplosměnné plochy (přehřívák, výparník, ekonomizér) z kapitoly 4, můžeme konstatovat:

- tlakové ztráty v rámci jedné trubky (tlaková ztráta na vstupu a výstupu, tlaková ztráta třením) jsou vůči sobě řazeny sériově
- trubky v rámci navrhnutého ekonomizéru jsou vůči sobě řazeny sériově
- trubky v rámci jedné podélné řady teplosměnných ploch jsou (mimo navrhnutý ekonomizér) vůči sobě řazeny paralelně
- jednotlivé podélné řady trubek teplosměnných ploch jsou vůči sobě řazeny sériově

Tlaková ztráta vlivem tření proudícího média o stěny trubky se stanoví pomocí následujícího vztahu:

$$\Delta p_T = \lambda_{pv} \cdot \frac{l \cdot (w_{pv})^2}{2 \cdot d} \cdot \rho_{pv} \quad [Pa] \quad (7.16)$$

kde λ_{pv} [–] je součinitel tření pro vnitřní průměr trubky d [9]

l [m] je délka trubky; pro výpočet je uvažováno $l = 1200$ mm

(viz kapitola 4.6 *Návrh spalínového kanálu*)

d [m] je vnitřní průměr trubky

w_{pv} [$m \cdot s^{-1}$] je střední rychlost proudění média v trubce

ρ_{pv} [$kg \cdot m^{-3}$] je střední měrná hmotnost média proudícího v trubce

Místní tlaková ztráta proudícího média uvnitř trubky se stanoví pomocí následujícího vztahu:

$$\Delta p_M = \xi_{pv} \cdot \frac{(w_{pv})^2}{2} \cdot \rho_{pv} \quad [Pa] \quad (7.17)$$

kde ξ_{pv} [–] je součinitel místní tlakové ztráty prouděním [9]

w_{pv} [$m \cdot s^{-1}$] je střední rychlost proudění média v trubce

ρ_{pv} [$kg \cdot m^{-3}$] je střední měrná hmotnost média proudícího v trubce

7.6.1 Výpočet tlakových ztrát v přehříváku

Parametry potřebné pro výpočet tlakové ztráty v přehříváku jsou uvedeny v následující tabulce.

Parametr	Označení	Hodnota
Počet trubek v jedné podélné řadě trubek	n_{tr}^P	11 -
Počet podélných řad	$n_{řad}^P$	1 -
Vnitřní průměr trubek	d^P	18,6 mm
Součinitel tření	λ_{pv}^P	0,029 -
Délka trubky	l	1200 mm
Střední rychlost proudění média	w_p^P	19,23 m·s ⁻¹
Součinitel místní ztráty na vstupu do trubky	ξ_{vs}^P	1,4 -
Součinitel místní ztráty na výstupu z trubky	ξ_{vy}^P	1,9 -

Tabulka 7-3: Parametry pro výpočet tlakových ztrát v přehříváku

Tlaková ztráta jedné trubky přehříváku vlivem tření média se určí ze vzorce (7.16)

$$\Delta p_T^P = \lambda_{pv}^P \cdot \frac{l \cdot (w_p^P)^2}{2 \cdot d^P} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = 0,029 \cdot \frac{1,2 \cdot 19,23^2}{2 \cdot 0,0186} \cdot \frac{2,5929 + 3,1838}{2} \doteq 999,62 Pa$$

Tlaková ztráta na vstupu do trubky přehříváku se určí ze vzorce (7.17)

$$\Delta p_{Mvs}^P = \xi_{vs}^P \cdot \frac{(w_p^P)^2}{2} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = 1,4 \cdot \frac{19,23^2}{2} \cdot \frac{2,5929 + 3,1838}{2} \doteq 747,99 Pa$$

Tlaková ztráta na výstupu z trubky přehříváku se určí ze vzorce (7.17)

$$\Delta p_{Mvy}^P = \xi_{vy}^P \cdot \frac{(w_p^P)^2}{2} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2} = 1,9 \cdot \frac{19,23^2}{2} \cdot \frac{2,5929 + 3,1838}{2} \doteq 1015,13 Pa$$

Celková tlaková ztráta jedné trubky přehříváku se stanoví pomocí vztahu (7.14)

$$\Delta p_{tr}^P = \Delta p_{Mvs}^P + \Delta p_T^P + \Delta p_{Mvy}^P = 999,62 + 747,99 + 1015,13 = 2762,74 Pa$$

Celková tlaková ztráta přehříváku se stanoví pomocí vzorce (7.15)

$$\Delta p_{pv}^P = \Delta p_{tr}^P = \underline{\underline{2762,74 Pa}}$$

7.6.2 Výpočet tlakových ztrát v ekonomizéru

Parametry potřebné pro výpočet tlakové ztráty v ekonomizéru jsou uvedeny v následující tabulce.

Parametr	Označení	Hodnota
Počet trubek v jedné podélné řadě trubek	n_{tr}^E	11 -
Počet podélných řad	$n_{řad}^E$	6 -
Vnitřní průměr trubek	d^E	18,6 mm
Součinitel tření	λ_{pv}^E	0,029 -
Délka trubky	l	1200 mm
Střední rychlost proudění média	w_v^E	0,64 m·s ⁻¹
Součinitel místní ztráty na vstupu do trubky	ξ_{vs}^E	1,4 -
Součinitel místní ztráty na výstupu z trubky	ξ_{vy}^E	1,9 -

Tabulka 7-4: Parametry pro výpočet tlakových ztrát v ekonomizéru

Tlaková ztráta jedné trubky ekonomizéru vlivem tření média se určí ze vzorce (7.16)

$$\Delta p_T^E = \lambda_{pv}^E \cdot \frac{l \cdot (w_v^E)^2}{2 \cdot d^E} \cdot \frac{\rho_4 + \rho_5}{2} = 0,029 \cdot \frac{1,2 \cdot 0,64^2}{2 \cdot 0,0186} \cdot \frac{913,2598 + 954,9687}{2} \doteq 363,28 Pa$$

Tlaková ztráta na vstupu do trubky ekonomizéru se určí ze vzorce (7.17)

$$\Delta p_{Mvs}^E = \xi_{vs}^E \cdot \frac{(w_v^E)^2}{2} \cdot \frac{\rho_4 + \rho_5}{2} = 1,4 \cdot \frac{0,64^2}{2} \cdot \frac{913,2598 + 954,9687}{2} \doteq 271,83 Pa$$

Tlaková ztráta na výstupu z trubky ekonomizéru se určí ze vzorce (7.17)

$$\Delta p_{Mvy}^E = \xi_{vy}^E \cdot \frac{(w_v^E)^2}{2} \cdot \frac{\rho_4 + \rho_5}{2} = 1,9 \cdot \frac{0,64^2}{2} \cdot \frac{913,2598 + 954,9687}{2} \doteq 368,92 Pa$$

Celková tlaková ztráta jedné trubky ekonomizéru se stanoví pomocí vztahu (7.14)

$$\Delta p_{tr}^E = \Delta p_{Mvs}^E + \Delta p_T^E + \Delta p_{Mvy}^E = 363,28 + 271,83 + 368,92 \doteq 1004,03 Pa$$

Celkové tlakové ztráty v ekonomizéru se stanoví následovně:

$$\Delta p_{pv}^E = \Delta p_{pv}^E \cdot n_{tr}^E \cdot n_{řad}^E$$

$$\Delta p_{pv}^E = 1004,03 \cdot 11 \cdot 6 \doteq \underline{\underline{66265,98 Pa}}$$

7.6.3 Výpočet tlakových ztrát na vstupu do bubnu

Tlaková ztráta na vstupu do bubnu se vypočítá pomocí vztahu (7.17). Ve výpočtu je uvažován součinitel místní tlakové ztráty $\xi_{vs}^B = 1$, jako rychlost proudění média je uvažována rychlost ve výstupním potrubí ekonomizéru $w_v^E = 0,63 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a jako měrná hmotnost média je uvažováno $\rho_4 = 913,2598 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

$$\Delta p_{Mvs}^B = \xi_{vs}^B \cdot \frac{(w_v^E)^2}{2} \cdot \rho_4 = 1 \cdot \frac{0,63^2}{2} \cdot 913,2598 \doteq \underline{183,76 \text{ Pa}}$$

7.6.4 Výpočet tlakových ztrát na výstupu z bubnu

Tlaková ztráta na výstupu z bubnu se vypočítá pomocí vztahu (7.17). Ve výpočtu je uvažován součinitel místní tlakové ztráty $\xi_{vy}^B = 0,5$, jako rychlost proudění média je uvažována rychlost ve vstupním potrubí přehříváku $w_p^P = 16,20 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a jako měrná hmotnost média je uvažováno $\rho_2 = 3,1838 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

$$\Delta p_{Mvy}^B = \xi_{vy}^B \cdot \frac{(w_p^P)^2}{2} \cdot \rho_2 = 0,5 \cdot \frac{16,20^2}{2} \cdot 3,1838 \doteq \underline{208,96 \text{ Pa}}$$

7.6.5 Celkové tlakové ztráty parovodní směsi v kotli

Jednotlivé dílčí tlakové ztráty parovodní směsi kotle jsou shrnuty v následující tabulce.

Teplosměnná plocha	Tlaková ztráta
Přehřívák	2,7627 kPa
Ekonomizér	66,2661 kPa
Vstup do bubnu	0,1838 kPa
Výstup z bubnu	0,2090 kPa

Tabulka 7-5: Přehled tlakových ztrát parovodní směsi v kotli

Celkové tlakové ztráty parovodní směsi kotle jsou podle vzorce (7.14) dány součtem jeho dílčích tlakových ztrát.

$$\Delta p_{pv}^{celk} = \Delta p_{pv}^P + \Delta p_{pv}^E + \Delta p_{Mvs}^B + \Delta p_{Mvy}^B \quad [\text{Pa}]$$

$$\Delta p_{pv}^{celk} = 2,7627 + 66,2661 + 0,1838 + 0,2090 \doteq \underline{69,4216 \text{ kPa}}$$

8 Návrh materiálu hlavních částí kotle

Součástí návrhu kotle je také návrh materiálu trubek a plechů jednotlivých teplosměnných ploch kotle. Kritériem pro výběr materiálu je **výpočtová teplota**, která se skládá z teploty spalin na vstupu dané teplosměnné plochy a z určitého teplotního přírůstku. Tato kapitola je zpracována na základě zdrojů [8], [13].

Výpočtová teplota se stanoví na základě následujícího vztahu:

$$t_c = t_i + \Delta t_i^{př} \quad [^{\circ}C] \quad (8.1)$$

kde $t_i [^{\circ}C]$ je teplota spalin na vstupu dané teplosměnné plochy dle **tabulky 4-18**

$\Delta t_i^{př} [^{\circ}C]$ je teplotní přírůstek pro volbu materiálu

Teplotní přírůstek pro volbu materiálu při ohřevu převážně konvekcí je:

- pro přehřívák $\Delta t_p^{př} = 35 \text{ } ^{\circ}C$
- pro výparník a ekonomizér $\Delta t_V^{př} = \Delta t_E^{př} = (15 + 2 \cdot s_{tr}) \text{ } [^{\circ}C]$ (8.2)
 $\Delta t_V^{př} = \Delta t_E^{př} = (15 + 2 \cdot 3,2)$
 $\Delta t_V^{př} = \Delta t_E^{př} = 21,4 \text{ } ^{\circ}C$

Parametry pro návrh materiálu teplosměnných ploch kotle a zvolené materiály jsou uvedeny v následující tabulce.

	Teplosměnná plocha	Vstupní teplota spalin t_i [$^{\circ}C$]	Teplotní přírůstek $\Delta t_i^{př}$ [$^{\circ}C$]	Výpočtová teplota t_c [$^{\circ}C$]	Zvolený materiál
Trubky	Přehřívák	475,0	35,0	510,0	16Mo3
	Výparník	451,7	21,4	473,1	16Mo3
	Ekonomizér	172,3	21,4	193,7	P235GH
Žebra	-			do 800 $^{\circ}C$	X10Cr13
Plechý	Přehřívák	475,0	35,0	510,0	16Mo3
	Výparník	451,7	21,4	473,1	16Mo3
	Ekonomizér	172,3	21,4	193,7	P235GH

Tabulka 8-1: Zvolené materiály hlavních částí kotle

9 Pevnostní výpočty pro určení tloušťky stěn trubek parního kotle

Pevnostní výpočty v této kapitole jsou provedeny s cílem stanovit tloušťku stěn trubek jednotlivých teplosměnných ploch kotle, přičemž se vychází ze vztahů pro rovné kotlové trubky. Požadovaná tloušťka stěny trubky s_{tr} závisí na výpočtovém přetlaku v trubce p_c , vnějším průměru trubky D , výpočtovém namáhání f , na součiniteli zeslabení ν a materiálových přídavicích. Takto stanovenou hodnotu požadované tloušťky stěny trubky je třeba zaokrouhlit směrem nahoru a výsledek porovnat s minimální přípustnou tloušťkou stěny, uvedenou v normě. Pevnostní výpočty byly prováděny paralelně s tepelným výpočtem kotle na základě zdrojů [8], [13].

Požadovaná tloušťka stěny s přídávky se stanoví pomocí následujícího vztahu:

$$s_{tr} = e_{ct} + c_1 + c_2 \quad [mm] \quad (9.1)$$

kde e_{ct} [mm] je požadovaná tloušťka stěny bez přídávků

c_1 [mm] je minusová tolerance stanovené jmenovité tloušťky stěny

c_2 [mm] je přírůstek na opotřebení kovu

Požadovaná tloušťka stěny bez přídávků se stanoví na základě vztahu:

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot D}{(2 \cdot f - p_c) \cdot \nu + 2 \cdot p_c} \quad [mm] \quad (9.2)$$

kde p_c [MPa] je výpočtový přetlak v trubce

D [mm] je vnější průměr trubky

f [MPa] je výpočtové namáhání

ν [-] je součinitel zeslabení trubky

Výpočtový přetlak v trubkách teplosměnných ploch se bere roven přetlaku pracovního média na vstupu do počítaného svazku. Hodnota **výpočtového přetlaku** se stanoví odečtením atmosférického tlaku (přibližně 0,1 MPa) od absolutního tlaku pracovního média v příslušném bodě pilového diagramu. Absolutní tlak pracovního média v jednotlivých bodech pilového diagramu je uveden v **tabulce 4-17**.

Výpočtové namáhání se stanoví jako minimální hodnota z následující rovnice:

$$f = \min \left\{ \frac{R_{p\,0,2\,t_c}}{1,5}; \frac{R_{m\,\tau\,t_c}}{1,25} \right\} \quad [MPa] \quad (9.3)$$

kde $R_{p\,0,2\,t_c}$ [MPa] je 0,2 % smluvní mez kluzu při výpočtové teplotě t_c [8]

$R_{m\,\tau\,t_c}$ [MPa] je mez pevnosti při tečení pro specifikovanou životnost kotle τ při výpočtové teplotě t_c [8]

Výpočtová teplota t_c je stanovena v **tabulce 8-1**.

Součinitel zeslabení trubky pro trubku bez otvorů je $\nu = 1$. Výpočtový vztah (9.2) lze tedy upravit do následující podoby:

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot D}{2 \cdot f + p_c} \quad [mm] \quad (9.4)$$

9.1 Výpočet tloušťky stěn trubek

Parametry potřebné pro pevnostní výpočet a stanovené tloušťky stěn trubek s přídávky jsou uvedeny v následující tabulce:

	Přehřívák	Výparník	Ekonomizér
Zvolený materiál trubek	16Mo3	16Mo3	P235GH
Výpočtový tlak média p_c [MPa]	0,503	0,503	0,570
Vnější průměr trubky D [mm]	25,0	48,3	25,0
Výpočtová teplota t_c [°C]	510,0	473,1	193,7
Uvažovaná životnost kotle τ [h]	100 000		
$R_{m \tau t_c}$ [MPa]	83,0	168,0	-
$R_{p 0,2 t_c}$ [MPa]	146,0	148,0	172,0
Výpočtové namáhání f [MPa]	66,4	98,7	114,7
Tloušťka stěny bez přídávků e_{ct} [mm]	0,094	0,123	0,062
Zvolené přídávky materiálu $c_1 + c_2$ [mm]	1,0	1,0	1,0
Tloušťka stěny s přídávky s_{tr} [mm]	1,1	1,2	1,1

Tabulka 9-1: Stanovené tloušťky stěn trubek

Dle normy je stanovena minimální tloušťka rovných kotelních trubek: [13]

- pro jmenovitý vnější průměr $D \leq 38 \text{ mm}$ je minimální tloušťka $s_{tr} = 1,7 \text{ mm}$
- pro jmenovitý vnější průměr $38 < D \leq 51 \text{ mm}$ je minimální tloušťka $s_{tr} = 2,2 \text{ mm}$

Na základě konzultace **volím tloušťku trubek** pro všechny teplosměnné plochy $s_{tr} = 3,2 \text{ mm}$.

Závěr

Cílem práce byl návrh technologické soustavy pro výrobu technologické páry 0,6 MPa, 240 °C a tepla pro vytápění o teplotním spádu 80 °C / 60 °C, přičemž zdrojem energie měla být KJ disponující elektrickým výkonem 500 kW_e a spalující bioplyn. V rámci energetických možností je požadováno upřednostnit výrobu páry oproti výrobě tepla na vytápění

Schéma navržené technologické soustavy je v **příloze 1**. Dle informací od výrobců byla pro danou aplikaci zvolena KJ Tedom Cento L500, jejíž technické parametry jsou v **příloze 2**. Pro výrobu technologické páry by však bylo nutné KJ konstrukčně upravit (viz **kapitola 1.1**). Výrobce KJ předpokládá, že v případě potřebných konstrukčních úprav by byla KJ schopna dodávat topnou vodu o teplotě 60 – 70 °C. Při zachování jmenovitého teplotního spádu by teplota vratné vody byla 40 – 50 °C, což je v souladu s jejími technickými parametry.

Cílem práce bylo také navrhnout vodotrubnatý parní kotel. Nejprve byl proveden stechiometrický výpočet spalin. Na základě konzultací byla zvolena napájecí voda o teplotě 105 °C. Práce se dále zabývá tepelným, aerodynamickým a hydraulickým výpočtem vodotrubnatého horizontálního protiproudého kotle na odpadní teplo. Navrhnutý parní kotel se skládá ze tří teplosměnných ploch – ekonomizér, výparník, přehřívák. Všechny teplosměnné plochy jsou tvořeny žebrovanými trubkami, které jsou uloženy vystřídáně. Ekonomizér je tvořen 6 řadami po 11 trubkách o vnějším průměru 25 mm, výparník se skládá z 12 řad po 8 trubkách o vnějším průměru 48,3 mm a přehřívák je tvořen jednou řadou z 11 trubek o vnějším průměru 25 mm. Navrhnutá žebra jsou kruhová, 15 mm vysoká a stálého průřezu. Na základě pevnostních výpočtů, které byly provedeny dle [13], a konzultací byla stanovena tloušťka stěny trubek teplosměnných ploch 3,2 mm. Dle aerodynamického výpočtu byla tlaková ztráta spalin kotle stanovena přibližně 218 Pa, což splňuje požadavek ze strany zadavatele. Tlaková ztráta parovodní směsi v kotli byla na základě provedeného hydraulického výpočtu stanovena přibližně 70 kPa. Parní výkon kotle je přibližně 590 kg · h⁻¹. Spaliny se z počátečních 475 °C na výstupu z kogenerační jednotky (vstupu do kotle) ochladí na konečných 142 °C na výstupu z kotle. Výkres navrženého parního kotle je v **příloze 3**.

Elektřinu, kterou KJ vyrobí, je po splnění zákonných podmínek možné dodávat do distribuční sítě, přičemž distributor je povinen vykoupit ji. Vyrobená pára, stejně jako topná voda mohou být využity pro vlastní potřebu bioplynové stanice, nebo pro napojení na CZT. Technologická pára nachází své využití např. také v potravinářském nebo chemickém průmyslu.

Zařazením kotle na odpadní teplo do technologické soustavy dojde vlivem lepšího využití energie k nárůstu celkové účinnosti soustavy. Rozhodnutí, zda je navržená technologická soustava, včetně navrženého kotle, prakticky realizovatelná, by muselo být podloženo podrobnou technicko - ekonomickou analýzou.

Seznam použitých zdrojů

- [1] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Kogenerační jednotky zřizování a provoz*. [online]. [cit. 2015-01-27]. Dostupné z: http://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/Kogeneracni_jednotky_zrizovani_provoz_2220047233.pdf
- [2] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Vyd. 3. přeprac. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, s. 286. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-2409-5.
- [3] KOUDELKA, Ctirad. *Kogenerační jednotky*. [online]. [cit. 2015-01-27]. Dostupné z: http://fei1.vsb.cz/kat420/vyuka/TZB/kogeneracni_jednotky.pdf
- [4] TEDOM a.s.: *Kogenerační jednotky*. [online]. [cit. 2015-01-23]. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com/galerie-kogeneracni%20jednotky-a-23.html>
- [5] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. 4. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1992, 200 s., ISBN 80-214-0426-4
- [6] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7
- [7] Magnus Holmgren: X-Steam tables Excel v2.6, IF-97 Steam tables. Dostupné z WWW: <http://xsteam.sourceforge.net/>
- [8] 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*. Praha: ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ, 2014.
- [9] ČERNÝ, Václav, Břetislav Janeba a Jiří Teyssler. *Parní kotle*, SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1983
- [10] DLOUHÝ, Tomáš. *Hydraulický a aerodynamický výpočet kotle*. [online]. [cit. 2015-02-01]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/files/StK%20pr11.pdf>
- [11] Tabulka dovolených zatížení bubnu parního kotle – První brněnská strojárna, a.s. (interní materiál společnosti)
- [12] BASU, Prabir, Cen KEFA a Louis JESTIN. *Boilers and burners: design and theory*. New York: Springer, 2000, xiii, 563 s. : il. ISBN 0-387-98703-7.
- [13] ČSN EN 12952. *Vodotrubnaté kotle a pomocná zařízení*. Praha: ÚŘAD PRO TECHNICKOU NORMALIZACI, METROLOGII A STÁTNÍ ZKUŠEBNICTVÍ, 2012.

Seznam použitých symbolů a zkratek

Symboly:

a	$[mm]$	Příčná vzdálenost mezi trubkami
α	$[-]$	Součinitel přebytku spalovacího vzduchu
α_{1r}	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany spalin
α_{2r}	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany vody / páry
α_K	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla konvekcí svazků trubek s příčnými žebry
β	$[-]$	Součinitel pro stanovení E
C_l	$[-]$	Opravný koeficient poměrné délky
C_m	$[-]$	Opravný koeficient proudění v kanálech mezikruží
C_t	$[-]$	Opravný koeficient pro teplotu proudu a stěny
C_z	$[-]$	Opravný koeficient na počet podélných řad ve svazku
D	$[mm]$	Vnější průměr
d	$[mm]$	Vnitřní průměr
E	$[-]$	Součinitel efektivnosti žebra
e_{ct}	$[mm]$	Výpočtová tloušťka stěny
ϵ	$[m^2 \cdot K \cdot W^{-1}]$	Součinitel znečištění
f	$[MPa]$	Výpočtové namáhání
H, h	$[mm]$	Výška
i	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Měrná entalpie
k	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
l	$[mm]$	Výška spalínového kanálu
l_b	$[m]$	Délka bubnu
λ	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Součinitel tepelné vodivosti
\dot{M}	$[Nm^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový průtok
μ	$[-]$	Součinitel dynamické viskozity
$n_{\dot{z}}$	$[m^{-1}]$	Počet žeber
n_{tr}	$[-]$	Počet trubek
$n_{řad}$	$[-]$	Počet podélných řad trubek
ν	$[m^2 \cdot s^{-1}]$	Součinitel kinematické viskozity
ξ	$[-]$	Součinitel místní tlakové ztráty
ξ_0	$[-]$	Součinitel tlakové ztráty vlivem změny směru proudění
O_{SVmin}	$[Nm^3 \cdot Nm^{-3}]$	Minimální množství vlhkých spalin
O_{VVmin}	$[Nm^3 \cdot Nm^{-3}]$	Minimální množství vlhkého vzduchu pro dokonalé spálení 1 Nm ³ plynu
Pr	$[-]$	Prandtlovo číslo
p	$[MPa]$	Tlak
p_c	$[MPa]$	Výpočtový přetlak v trubce
Δp	$[Pa]$	Tlaková ztráta
$R_{p0,2tc}$	$[MPa]$	0,2% smluvní mez kluzu při výpočtové teplotě
R_{mrtc}	$[MPa]$	Mez pevnosti při tečení pro specifickou životnost kotle a při výpočtové teplotě
ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	Měrná hmotnost
Q	$[kW]$	Předané teplo
Re	$[-]$	Reynoldsovo číslo

S	$[m^2]$	Teplosměnná plocha
S_{1tr}	$[m^2]$	Plocha trubek ze spalínové strany na metr délky trubky
S_{2tr}	$[m^2]$	Plocha trubek ze strany vody / páry na metr délky trubky
S_{kan}	$[m^2]$	Průtočná plocha spalin
S_{OZ}/S_{OS}	$[-]$	Poměr průtočných průřezů zavodňovacích a varných trubek
S_{par}/S_{OS}	$[-]$	Poměr průtočných průřezů převáděcích a varných trubek
$S_{řada}$	$[m^2]$	Teplosměnná plocha ze strany spalin připadající na 1 podélnou řadu trubek
S_h/S	$[-]$	Podíl volných částí trubky a plochy na straně spalin
$S_{ž}/S$	$[-]$	Podíl výhřevných ploch žebor a plochy ze strany spalin
s_1	$[mm]$	Příčná rozteč trubek
s_2	$[mm]$	Podélná rozteč trubek
s_{tr}	$[mm]$	Tloušťka stěny trubky
$s_{ž}$	$[mm]$	Rozteč žebor
$š$	$[mm]$	Šířka spalínového kanálu
t	$[°C]$	Teplota
Δt_{ln}	$[K]$	Střední logaritmický teplotní spád
$\Delta t^{př}$	$[°C]$	Teplotní přídavek pro výběr materiálu trubek
$t_{ž}$	$[mm]$	Tloušťka žebra
φ_{σ}	$[-]$	Parametr určující uspořádání trubek ve svazku
V	$[m^3]$	Objem
v	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$	Měrný objem
w	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění média
x_1, x_2, x_3	$[-]$	Opravné součinitele pro ξ_0
$\psi_{ž}$	$[-]$	Koeficient nerovnoměrného rozdělení α_K po povrchu žebra
z_s	$[-]$	Poměrná ztráta tepla sáláním a konvekcí
z_b	$[kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-3}]$	Zatížení bubnu

Indexy:

1, 2, 3, 4, 5	Body pilového diagramu na straně vody / páry
A, B, C, D	Body pilového diagramu na straně spalin
b	Buben
E, EKO	Ekonomizér
NV	Napájecí voda
OZ	Zavodňovací potrubí
k	Komín (výfuk)
P	Přehřívák
p	Pára
par	Převáděcí potrubí
skut	Skutečný parametr (přepočítaný dle návrhu)
st	Stěna
SP, S	Spaliny
T	Tření
V, VÝP	Výparník
VS	Vstup
VÝ	Výstup
ž	Žebro

Zkratky:

CZT	Centrální zásobování teplem
KJ	Kogenerační jednotka
KVET	Kombinovaná výroba elektřiny a tepla
SM	Spalovací motor

Seznam obrázků

Obrázek 1-1: a) Ideální cyklus zážehového SM b) Ideální cyklus vznětového SM	18
Obrázek 1-2: Kogenerační jednotka Tedom Cento s protihlukovým krytem	19
Obrázek 2-1: Bilanční energetické schéma navržené technologické soustavy	20
Obrázek 2-2: Schéma zapojení teplosměnných ploch kotle	22
Obrázek 4-1: Předběžný pilový diagram	30
Obrázek 4-2: Nákres trubky přehříváku	36
Obrázek 4-3: Nákres spalinového kanálu	38
Obrázek 4-4: Střední logaritmický teplotní spád přehříváku	48
Obrázek 4-5: Uspořádání trubek přehříváku ve spalinovém kanálu	50
Obrázek 4-6: Nákres trubky výparníku	51
Obrázek 4-7: Střední logaritmický teplotní spád ve výparníku	55
Obrázek 4-8: Uspořádání trubek výparníku ve spalinovém kanálu	57
Obrázek 4-9: Nákres trubky ekonomizéru	58
Obrázek 4-10: Rozdělení rozváděcích komor ekonomizéru	60
Obrázek 4-11: Střední logaritmický teplotní spád v ekonomizéru	63
Obrázek 4-12: Uspořádání trubek ekonomizéru ve spalinovém kanálu	65
Obrázek 4-13: Skutečný pilový diagram kotle	66
Obrázek 6-1: Graf závislosti dovoleného zatížení bubnu na tlaku v bubnu	74
Obrázek 7-1: Výpočtové schéma cirkulace v kotli	76
Obrázek 7-2: Charakteristiky pro určení oběhové rychlosti	77
Obrázek 7-3: Kontrola proudění (2 článkového) okruhu	79

Seznam tabulek

Tabulka 2-1: Požadované parametry paliva a spalovacího vzduchu.....	21
Tabulka 2-2: Parametry tepelného systému KJ v případě výrobcem dodávaného zapojení ..	21
Tabulka 2-3: Parametry spalin KJ	22
Tabulka 3-1: Uvažované složení bioplynu a výhřevnosti jednotlivých složek	23
Tabulka 3-2: Objemové složení spalin uvažovaného bioplynu pro $\alpha=1,0$	25
Tabulka 3-3: Objemové složení suchého vzduchu	26
Tabulka 3-4: Objemové složení spalin uvažovaného bioplynu pro $\alpha=1,55$	28
Tabulka 4-1: Volené parametry pro sestavení pilového diagramu.....	31
Tabulka 4-2: Měrné entalpie složek spalin a IS_{mint}	32
Tabulka 4-3: Měrné entalpie suchého vzduchu	33
Tabulka 4-4: Stanovené měrné entalpie min. množství vzduchu IV_{mint}	33
Tabulka 4-5: Celkové měrné entalpie spalin s přebytkem vzduchu $\alpha = 1,55$	33
Tabulka 4-6: Zvolené rozměry trubek přehříváku.....	36
Tabulka 4-7: Parametry navrženého spalinového kanálu.....	40
Tabulka 4-8: Společné parametry pro návrh teplosměnných ploch kotle	44
Tabulka 4-9: Parametry pro návrh přehříváku	45
Tabulka 4-10: Shrnutí parametrů přehříváku	50
Tabulka 4-11: Zvolené rozměry trubek výparníku.....	51
Tabulka 4-12: Parametry pro návrh výparníku	51
Tabulka 4-13: Shrnutí parametrů výparníku	57
Tabulka 4-14: Zvolené rozměry trubek ekonomizéru	58
Tabulka 4-15: Parametry pro návrh ekonomizéru	58
Tabulka 4-16: Shrnutí parametrů ekonomizéru.....	65
Tabulka 4-17: Skutečné parametry na straně vody a páry	66
Tabulka 4-18: Skutečné parametry na straně spalin.....	66
Tabulka 4-19: Skutečná tepla předaná jednotlivými teplosměnnými plochami	66
Tabulka 5-1: Skutečná měrná hmotnost spalin	68
Tabulka 5-2: Parametry pro aerodynamický výpočet	70
Tabulka 5-3: Přehled tlakových ztrát spalin kotle	72
Tabulka 7-1: Parametry pro návrh spojovacího potrubí.....	82
Tabulka 7-2: Přehled navrženého spojovacího potrubí	84
Tabulka 7-3: Parametry pro výpočet tlakových ztrát v přehříváku	86
Tabulka 7-4: Parametry pro výpočet tlakových ztrát v ekonomizéru	87
Tabulka 7-5: Přehled tlakových ztrát parovodní směsi v kotli.....	88
Tabulka 8-1: Zvolené materiály hlavních částí kotle	89
Tabulka 9-1: Stanovené tloušťky stěn trubek.....	91

Seznam příloh

- Příloha č. 1** Bilanční energetické schéma navržené technologické soustavy
- Příloha č. 2** Technická specifikace KJ při uvažovaném zapojení
- Příloha č. 3** Výkres kotle na odpadní teplo (A2)