



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

PODPŮRNÉ TECHNOLOGIE PARNÍHO KOTLE

SUPPORT TECHNOLOGIES OF STEAM BOILER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Uhříček

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Michal Uhříček
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Martin Lisý, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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:

Podpůrné technologie parního kotle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Parní kotel potřebuje pro zabezpečení bezpečného, účinného a spolehlivého procesu celou řadu podpůrných a doprovodných technologií. Diplomová práce bude zaměřena na popis a návrh těchto podpůrných technologií.

Cíle diplomové práce:

- zpracovat základní návrh parního kotle dle zadání,
- zpracovat aerodynamický a hydraulický výpočet kotle,
- zpracovat popis potřebných podpůrných technologií pro provoz parního kotle,
- pro daný parní kotel navrhnout potřebné podpůrné technologie, včetně základních provozních parametrů.

Seznam doporučené literatury:

ČERNÝ, Václav, JANEBA, Břetislav, TEYSSLER, Jiří. Parní kotle, Technický průvodce č. 32, SNTL, 1983, 04-224-83.

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

BUDAJ, Florián. Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983,

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá dispozičním návrhem parního kotle spalující RDF a návrhem jeho podpůrných technologií s ohledem na konstrukční praxi. V práci je vymodelován 1. – 4. tah včetně bloků výměníků, navazující zákotlí, napájecí nádrž s čerpadly, trasy recirkulace spalin a vzduchovody. Kotel je podepřen ocelovou konstrukcí s pochozími plošinami a umístěn do kotelny. Na základě navržených tras vzduchu, spalin a napájecí vody je proveden aerodynamický a hydraulický výpočet. S využitím tlakových ztrát je navržen spalinový ventilátor, ventilátory spalovacího vzduchu a ventilátor reci-spalin. Na základě hydraulického výpočtu jsou navržena napájecí čerpadla.

Klíčová slova

parní kotel, 3D modelování, podpůrné technologie, čištění spalin, čerpadla, ventilátory

ABSTRACT

The thesis deals with the layout design of a steam boiler burning RDF and the design of its supporting technologies with regard to design practice. In the thesis are modelled 1st - 4th stroke included heat exchangers, followed by the flue gas cleaning, feed tank with pumps, flue gas recirculation routes and air ducts. The boiler is supported by a steel structure with platforms and placed in the boiler room. Based on the designed air ducts, flue gas and feedwater routes, an aerodynamic and hydraulic calculation is performed. Using pressure drop, combustion air fan, flue gas fan and recirculation fan are designed. Based on the hydraulic calculation, the feed pumps are designed.

Key words

steam boiler, 3D modelling, supporting technologies, flue gas cleaning, pumps, fans

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

UHŘÍČEK, Michal. *Podpůrné technologie parního kotle*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/149306>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Martin Lisý.

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. et Ing. Jiřímu Trávníčkovi a Ing. Veronice Malíkové za cenné připomínky a rady, které mi poskytli při vypracování závěrečné práce. Také děkuji své rodině a manželce za jejich podporu po celou dobu studia.

OBSAH

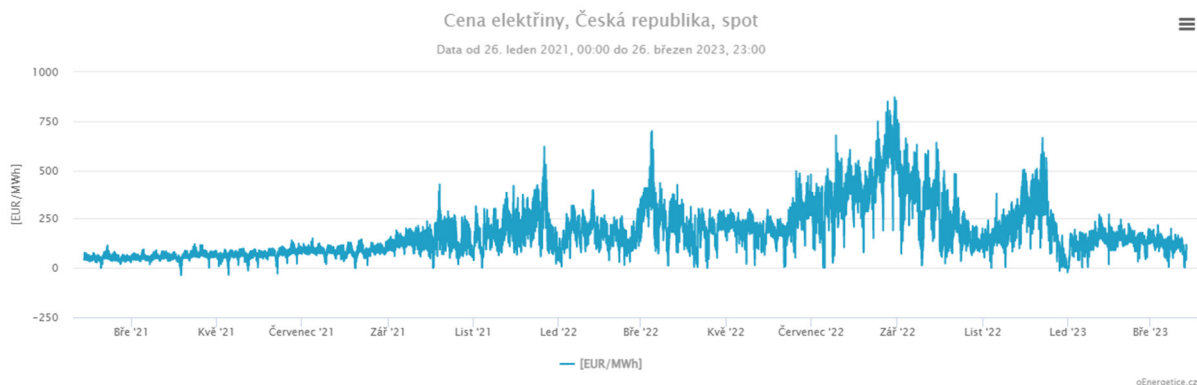
1	Úvod.....	11
1.1	Odpadové hospodářství	12
1.2	ZEVO	12
2	Obecný popis parního kotle	13
2.1	Napájecí voda.....	13
2.2	Ekonomizér	13
2.3	Buben.....	13
2.4	Zavodňovací potrubí.....	13
2.5	Výparník.....	13
2.6	Přehřívák	13
2.7	Převáděcí potrubí a výstupní parovod	14
2.8	Tlumič hluku	14
2.9	Jemná armatura.....	14
2.10	Potrubí vzduchů.....	15
2.11	Bandáže	15
2.12	Kompenzátory	15
2.13	Vyzdívka	15
2.14	Ocelové konstrukce, pochozí plošiny.....	15
3	Zadání.....	16
4	Návrh kotle.....	18
4.1	Stechiometrický výpočet	18
4.2	Spaliny.....	20
4.3	SK.....	22
4.4	2.tah	25
4.5	3.tah	26
4.6	Úpravy konstrukce membránového celku.....	27
4.6.1	Dotěsnění	27
4.6.2	Rozdělení na moduly – doprava	27
4.6.3	Umístění výhybů.....	28
4.7	3. tah – svazky	30
4.7.1	Krycí výparník	31
4.7.2	Přehřívák P2.....	32
4.7.3	Přehříváky P3 a P1b.....	33
4.7.4	Průlezy do membránové stěny.....	33
4.8	Vstup do spalínovodu.....	34
4.9	Spalínovod mezi 3. a 4. tahem	34
4.10	4.tah	36
4.10.1	Moduly svazků.....	36
4.10.2	Výsypka	39
4.11	Ocelová konstrukce a plošiny.....	40
5	Redukce emisí	42
5.1	Primární	42

5.1.1	TTT.....	42
5.1.2	Přebytek vzduchu	43
5.1.3	Recirkulace spalin	43
5.2	Sekundární	44
5.2.1	SNCR a SCR	44
5.2.2	DeSOx	44
5.2.3	Aktivní uhlí	44
5.2.4	Mechanické čištění	44
5.3	Volba mechanismů čištění spalin	45
6	Návrh zákotlí	46
6.1	Návrh ekonomizéru E1	46
6.2	Návrh propojovacích spalinovodů	48
6.3	Návrh komína	49
6.4	Návrh recirkulace spalin	49
7	Pomocná zařízení.....	51
7.1	Vzduchovody	51
7.1.1	Návrh výtlaku 1° a 2° vzduchu	51
7.1.2	Návrh sání vzduchu.....	56
7.2	Spalinovody	57
7.3	Ventilátory	57
7.4	Aerodynamický výpočet.....	58
7.4.1	Tlaková ztráta sání vzduchu	62
7.4.2	Tlaková ztráta společné větve	63
7.4.3	Tlaková ztráta samostatné větve 1° vzduchu – sání.....	63
7.4.4	Tlaková ztráta samostatné větve 1° vzduchu – výtlak do připojení reci.....	64
7.4.5	Tlaková ztráta směsi 1° vzduchu a reci-spalin.....	64
7.4.6	Tlaková ztráta samostatné větve 2° vzduchu – výtlak	65
7.4.7	Tlaková ztráta SK.....	65
7.4.8	Tlaková ztráta 2. tahu	65
7.4.9	Tlaková ztráta 3. tahu	66
7.4.10	Tlaková ztráta spalinovodu mezi 3. a 4. tahem	75
7.4.11	Tlaková ztráta 4. tahu	75
7.4.12	Tlaková ztráta spalinovodu do reaktoru	86
7.4.13	Tlaková ztráta spalinovodu mezi reaktorem a filtrem.....	86
7.4.14	Tlaková ztráta spalinovodu mezi filtrem a E1	86
7.4.15	Tlaková ztráta E1.....	87
7.4.16	Tlaková ztráta mezi E1 a spalinovým ventilátorem	90
7.4.17	Tlaková ztráta mezi spalinovým ventilátorem a komínem	91
7.4.18	Tlaková ztráta komína	91
7.4.19	Ztráta mezi hlavním spalinovodem a reci-ventilátorem.....	91
7.4.20	Ztráta mezi reci-ventilátorem a SK	91
7.5	Návrh ventilátorů spalovacího vzduchu.....	91
7.5.1	Návrh primárního ventilátoru (1°)	92
7.5.2	Návrh sekundární ventilátoru (2°).....	92
7.6	Návrh spalinového ventilátoru.....	92

7.7	Návrh reci-ventilátoru	93
7.8	Čerpadla.....	93
7.8.1	Napájecí nádrž	94
7.8.2	Napájecí trasa.....	95
7.9	Hydraulický výpočet	97
7.9.1	Ztráta sání NČ.....	98
7.9.2	Ztráta napájecího potrubí do E1	98
7.9.3	Ztráta E1	99
7.9.4	Ztráta E2	99
7.9.5	Ztráta E3	101
7.9.6	Ztráta P1a.....	102
7.9.7	Ztráta P1b.....	103
7.9.8	Ztráta P2.....	103
7.9.9	Ztráta P3.....	104
7.10	Návrh napájecích čerpadel	105
8	Schémata	107
9	Design navržených částí kotle.....	108
10	Diskuse.....	109
11	Závěr	110
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	111
	SEZNAM OBRÁZKŮ	114
	SEZNAM TABULEK.....	116
	SEZNAM PŘÍLOH.....	117

1 Úvod

Česká republika se nyní nachází ve složité energetické situaci s ohledem na budoucí vývoj. Vlivem turbulentního vývoje cen elektřiny, plynu a tepla v průběhu roku 2021, především v jeho čtvrtém kvartálu, skončilo na trhu s energiemi několik dodavatelů. Na denním (spotovém) trhu v ČR cena elektřiny dosáhla 29.8.2022 v 19 hodin dokonce 871 €/MWh. [15]



Obr. 1-1 Vývoj ceny elektřiny (ČR – spot) [15]

Odběratelé zkrachovalých dodavatelů (téměř milion odběrných míst) museli přejít k dodavateli poslední instance, u kterých byly ceny násobně vyšší a někteří se tak dostali do situace zvané „energetická chudoba“. Tuto situaci musela začít řešit vláda ČR a Energetický regulační úřad.

Zároveň 4. 12. 2020 doporučila Uhelná komise, jako poradní orgán vlády ČR, postupný odklon od využívání uhlí pro účely výroby elektřiny a tepla s cílovým rokem 2038. Toto doporučení vláda ČR vzala na vědomí, avšak doporučila rozpracování vyhodnocení podmínek, nástrojů a dopadů dřívějšího ukončení využití uhlí v energetice České republiky. [23]

Česká republika je jako členský stát Evropské unie také součástí trhu s emisními povolenkami (EU ETS = European Union Emission Trading Scheme). Každé zařízení, kterému bylo podle zákona č.383/2012 Sb. (o podmínkách obchodování s povolenkami na emise skleníkových plynů) povoleno vypouštět emise (výjimky se udělují na pět let pro zařízení s emisemi menšími než 2 500 t/rok nebo s provozními hodinami méně než 300 h/rok) musí na každou tunu vypuštěných emisí CO₂, nebo jeho ekvivalentu, vlastnit a emitovat jednu emisní povolenku. Vývoj burzovní ceny emisní povolenky je v posledních dvou letech velmi turbulentní (viz Obr. 1-2) a cena stále roste. V březnu letošního roku dosáhla hodnoty jedné emisní povolenky hranice 100 €.



Obr. 1-2 Vývoj ceny emisních povolenek 01/2021-03/2023 [15]

Další významný vliv na českou a obecně evropskou energetiku má ruská agrese na Ukrajině. Celosvětově vzrostla cena ropy a plynu a do hry velmi významně vstoupil faktor strachu z případného odstrižení dodávek plynu a ropy z Ruské federace. Pro Evropu to byl významný důvod pro snahu o zajištění co největší energetické soběstačnosti. Evropská unie i Česká republika je stále velmi energeticky závislá na dovozu primárních energetických surovin. Chce-li EU naplnit své závazky stanovené v „Zelené dohodě“ a býti i nadále celosvětovým lídrem v dekarbonizaci a mitigaci, musí nalézt stabilní řešení bez fosilních paliv. Jednou z možných cest ke klimaticky neutrálnímu hospodářství a soběstačnější energetické pozici se jeví využívání alternativních paliv. [3]

1.1 Odpadové hospodářství

Odpadové hospodářství v České republice definuje zákon č. 541/2020 Sb. O odpadech. Říká, že se odpadovým hospodářstvím „rozumí činnost zaměřená na předcházení vzniku odpadu, na nakládání s odpadem, na následnou péči o místo, kde je odpad trvale uložen, zprostředkování nakládání s odpady a kontrola těchto činností.

Odpadové hospodářství je založeno na hierarchii odpadového hospodářství, podle níž je prioritou předcházení vzniku odpadu, a nelze-li vzniku odpadu předejít, pak v následujícím pořadí jeho příprava k opětovnému použití, recyklace, jiné využití, včetně energetického využití, a není-li možné ani to, jeho odstranění.“ [34]

Česká republika se zavázala při podpisu smlouvy o vstupu do Evropské unie (květen 2004) plnit závazky, které si EU stanovuje, a zavádět do svých zákonů legislativu schválenou na úrovni EU. [14] Jednou z nich je také zákaz skládkování od roku 2030 některých odpadů definovaných v příloze č. 4 vyhlášky 273/2021 Sb. o podrobnostech nakládání s odpady. Jsou to odpady, které „je možné za stávajícího stavu vědeckého a technického pokroku účelně recyklovat“. [30]

1.2 ZEVO

Jedna z možností řešení pro množství nevyužitelného odpadu a zároveň cesta ke zvýšení energetické soběstačnosti je definována pojmem ZEVO. Jde o zkratku pro **Zařízení na Energetické Využití Odpadu**. Toto zařízení tak vytváří elektrickou energii, nebo páru pro technologické účely či dodávku tepla a zároveň z 90 % redukuje nevyužitelný, nebo obtížně tříditelný odpad. [4] Spalovny tuhého komunálního odpadu v České republice spálily v roce 2021 přes 700 tisíc tun odpadu a dodaly přes 2,5 milionů GJ tepla a vyrobily téměř 225 tisíc MWh elektrické energie. [28]

Možným technologickým zařízením pro energetické využití odpadu může být parní roštový kotel na spalování RDF neboli „refuse derived fuel“, tedy palivo získané z odpadů. Vyrábí se technologickými úpravami z tuhého komunálního odpadu. Úpravy jsou prováděny za účelem snížení koncentrace látek nevhodných pro spalování. [16] Cílem této práce je navrhnout takový parní kotel, který spaluje RDF a může tím částečně pomoci ke splnění cílů EU a České republiky. Zároveň je cílem práce navrhnout hlavní podpůrné technologie, které jsou nezbytné k jeho provozu.

2 Obecný popis parního kotle

Tato kapitola obsahuje obecný popis jednotlivých funkčních částí parního kotle (tedy kotle produkujícího přehřátou páru) s ohledem na praktické projektování.

2.1 Napájecí voda

Z hlediska okruhu voda-pára jde o první instanci. Pro projektování je nutné určit tzv. terminal point, tedy souřadnice místa, kam je dodavatel kotle dovedeno zákazníkem potrubí napájecí vody. Napájecí voda má smlouvou dány parametry – tlak, teplotu a složení. Složení napájecí vody ovlivňuje zanášení kotle, čímž ovlivňuje součinitel přestupu tepla ze spalín do vody, a tedy celkově účinnost kotle. Zároveň složení napájecí vody ovlivňuje fyzikálně-chemické reakce probíhající mezi vodou a potrubím kotle, což v důsledku ovlivňuje množství odkalu, odluhu a životnost kotle. Kvalitu napájecí vody lze ve smlouvě předepsat dle normy ČSN EN 12952-12, která se zabývá požadavky na kvalitu napájecí vody a kotelní vody pro vodotrubnaté kotle a pomocné zařízení. „Tato část evropské normy stanovuje minimální požadavky na dané složení vody s cílem omezit korozi, usazování kalu nebo tvoření usazenin, což může vést k nežádoucímu poškození nebo jiným provozním problémům.“ [7]

2.2 Ekonomizér

Napájecí voda je pomocí napájecího čerpadla zavedena do ekonomizéru. Ten předeřívá napájecí vodu a je umístěn do oblasti trasy spalín, ve kterých již spaliny nenesou dostatečně potenciální teplo na přehřátí páry. Ekonomizér tak spalínám odebere nízkopotenciální teplo a zvyšuje tím účinnost kotle. Využití nízkopotenciálního tepla je omezeno rosným bodem spalín.

2.3 Buben

Buben je tlaková nádoba, dimenzovaná na tlak sytosti páry v přehříváku, do které je přivedeno napájecí potrubí z ohříváků vody a převáděcí potrubí z výparníku, případně potrubí pro zavedení chemikálií k úpravě kvality vody. Odchází z něj zavodňovací potrubí výparníku, potrubí odluhu a odkalu, nouzová výpust', potrubí pojišťovacího ventilu a převáděcí potrubí do přehříváků. Uvnitř bubnu jsou instalovány vestavby sloužící k mechanickému separaci kapiček vlhkosti z páry a k tlumení kinetické energie vstupující parovodní směsi. Na každém bubnu je také instalováno měření hladiny, manometry a teploměry. [6]

2.4 Zavodňovací potrubí

Zavodňovací potrubí výparníku je jedno z největších potrubí na kotli, které převádí vodu o teplotě a tlaku sytosti do zavodňovacích (spodních) komor výparníku.

2.5 Výparník

Výparník v bubnových kotlích slouží k fázové přeměně vody na páru při tlaku sytosti. U vodotrubnatých kotlů se provádí jako soustava membránových stěn (případně stropu) tvořených velkým množstvím paralelních trubek. Mezi tyto trubky se navařují ploché pásnice zvané jako praporky. Membránové stěny tvoří nejčastěji 1.-3. tah kotle. Z výparníku parovodní směs proudí do bubnu, kde je z páry odloučena vlhkost pomocí vestaveb a následně pokračuje do přehříváků.

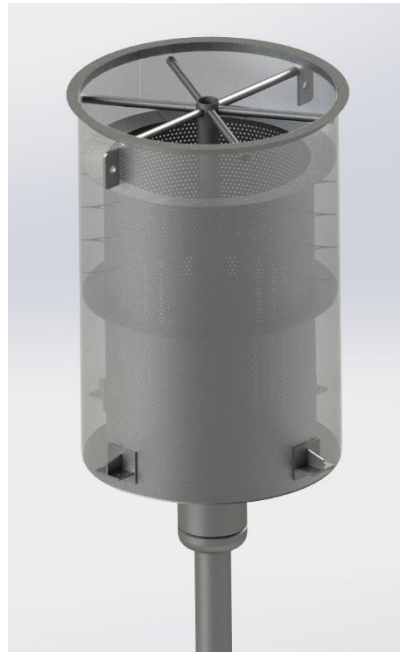
2.6 Přehřívák

Z bubnu je sytá pára odváděna do sestavy několika bloků teplosměnných ploch (počet záleží na tepelném výpočtu a koncepčním uspořádání). Tyto teplosměnné plochy dále přivádí teplo do páry, kterou přehřívají postupně až na požadované parametry.

2.7 Převáděcí potrubí a výstupní parovod

Převáděcí potrubí slouží k převedení vody, páry, nebo parovodní směsi mezi jednotlivými částmi tlakového celku. Při jejich projektování je nutné myslet na tepelné dilatace a izolaci, kterou budou tato potrubí obaleny. Výstupní parovod je poslední článek parního celku, který odvádí přehřátou páru z posledního bloku přehříváku a vede ji k předávacímu bodu. Tím nejčastěji bývá HPS, tedy hlavní parní šoupě.

2.8 Tlumič hluku



Obr. 2-1 Tlumič hluku [24]

Na základě nařízení č. 272/2011 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací není možné konstruovat jakkoliv hlučná zařízení. Pro každý realizovaný projekt je vydán hlukový limit, který je nutné splnit. Konkrétně je na parním kotli nutné kontrolovat hlučnost ventilátorů, čerpadel a místa výstupu přehřáté páry do okolí. V tom okamžiku dochází k expanzi stlačené páry do úrovně tlaku atmosféry a dochází k emisi hluku. Z toho důvodu se na výfukové a najížděcí potrubí či výfuk pojistných ventilů instaluje tlumič hluku, který je nejčastěji vyroben z děrovaného plechu (viz Obr. 2-1).

2.9 Jemná armatura

Do jemné armatury se řadí veškeré další potrubí na kotli sloužící k dopravě média. Konkrétně se jedná zejména o:

- potrubí vstříku, které zavádí mezi přehříváky vodu z napájecího potrubí, která slouží k regulaci teploty páry, a tedy k regulaci výkonu kotle;
- odvodnění, odvodušnění;
- odluh a odkal – potrubí sloužící k odvedení vysrážených minerálních sloučenin a dalších nečistot z bubnu;
- zavádění chemikálií – potrubí sloužící k zavádění chemikálií do určených částí tlakového celku pro úpravu kvality média;
- vzorkování – potrubí odvádějící z určených míst vzorky do vzorkovací stanice, kde je kontrolováno složení média;
- nouzovou výpusť – potrubí vedené z bubnu, které je použito v případě poruchy.

2.10 Potrubí vzduchů

Potrubí vzduchů slouží na parním kotli k přivedení spalovacího vzduchu do prostor spalování, tedy ohniště a spalovací komory. Zároveň může dodávat tlakový vzduch pro řízení pneumatických armatur, ofukování teplosměnných ploch, ofukování nebo chlazení kukátek či k pohazování paliva do spalovací komory.

2.11 Bandáže

Bandáže parního kotle drží membránové stěny výparníku v kompaktním celku a slouží především v případě výbuchu ve spalovací komoře k udržení kompaktnosti membránových stěn. Jsou rozděleny na teplou a studenou část. Teplá bandáž tvořená U nosníkem je spojena přímo s membránovou stěnou pomocí přivařených plíšku k nosníku typu U a praporkům membránové stěny. Studená bandáž je umístěna až za teplotní izolací membránové stěny. Dimenze bandáží se určuje na základě pevnostního výpočtu pro situaci výbuchu ve spalovací komoře.

2.12 Kompenzátory

Součástí zařízení, jehož spojené části jsou ovlivňovány rozdílnými teplotami, by měly být kompenzátory. Ty slouží ke kompenzaci teplotně-délkových dilatací jednotlivých částí kotle, které musí být spojeny a tvořit například spalinový kanál. Potrubí podléhající tlakové zkoušce pracující v průběhu provozu kotle pod tlakem není vhodné rozdělovat kompenzátory a při jejich projektování se proto tvoří tzv. lyry, tedy dilatační smyčky.

2.13 Vyzdívka

Vyzdívka je tvořena tepelně izolačním materiálem odolávajícím vysokým teplotám ve spalovací komoře. Dle [13] jsou jako vyzdívkové použity keramické materiály, šamotové desky, či tvarovky a další chemicky a tepelně odolné materiály. V kotli slouží pro ochranu výparníku před vysokoteplotní korozi a pro udržení teploty spalin na požadovaných hodnotách. Při provozu je nutná pravidelná inspekce vyzdívek, aby se včas odhalilo vznikající opotřebení a trhliny.

2.14 Ocelové konstrukce, pochozí plošiny

Neméně důležitou součástí kotle jsou ocelové konstrukce a přístupové plošiny. Ocelové konstrukce jsou navrhovány projektanty kotle, avšak konečný tvar a dimenzi nosníků určuje specializovaná firma. Parní kotel bývá buď zavěšován na nosnou konstrukci kotelně, nebo pokládán na samostatnou ocelovou konstrukci pomocí patek přivařených na membránu výparníku.

Na kotli se také nachází velké množství armatur, měření, revizních průlezů a dalších součástí, ke kterým je nutné zajistit fyzický přístup. Z toho důvodu se kolem kotlů staví pochozí plošiny propojené schodišti, případně samostatně stojící schodišťovou věží. Při návrhu pochozích plošin je nutné myslet na požadavky bezpečnostních, požárních a hygienických norem.

3 Zadání

Vstupními údaji pro návrh kotle a jeho pomocných zařízení jsou požadavky zákazníka. Určující je požadovaný výkon kotle udávaný v tunách páry za hodinu spolu s výstupním tlakem a teplotou této páry. Pro návrh je dále důležitá teplota napájecí vody a spalovacího vzduchu. Častým vstupem od zákazníka je také daná palivová základna – ta je určena palivem, které má k dispozici a na něž chce kotel navrhout.

V případě zadání této práce je zákaznickým požadavkem návrh kotle spalující RDF s produkcí 14,5 tun páry za hodinu o teplotě 403 °C a tlaku 38 bar(a). Palivem je tedy „refused derived fuel“ = palivo získané z odpadu. Jeho prvkové složení (s indexem r = real, tedy v původním stavu) je následující:

Tabulka 1 Zadání: prvkové složení paliva

	Hodnota	Jednotka
Výhřevnost paliva Q^i_r	16,0	MJ/kg
Složení paliva:		
W^r	9,0	% _{hm}
A^r	15,93	% _{hm}
S^r	0,60	% _{hm}
C^r	37,77	% _{hm}
H^r	5,76	% _{hm}
N^r	0,90	% _{hm}
O^r	29,28	% _{hm}
Cl^r	0,75	% _{hm}
F^r	0,01	% _{hm}

Další částí zadání od výpočtového oddělení je bilanční tabulka médií:

Tabulka 2 Zadání: bilanční tabulka médií

	Hodnota	Jednotka
Parní výkon kotle	14,5	t/h
Výstupní teplota páry	403	°C
Výstupní tlak páry	38	bar(a)
Teplota napájecí vody	105	°C
Teplota spalin na výstupu z kotle	230	°C
Teplota spalin na výstupu z výměníku za filtrem spalin	150	°C
Teplota vzduchu	20	°C
Množství primárního vzduchu	60	%
Teplota primárního vzduchu	20	°C
Množství sekundárního vzduchu	40	%
Teplota sekundárního vzduchu	20	°C
Množství paliva	2946	kg/h
Množství popele ze spalovací komory	319	kg/h
Množství popele v úletu	213	kg/h

Obecný funkční popis od výpočtového oddělení dává spolu s dimenzemi teplosměnných ploch možnost projekčně navrhnout spalovací komoru a následující tahy. Dimenze teplosměnných ploch jsou výsledkem tepelného výpočtu (vstupem jsou požadavky zákazníka, viz výše), který však není předmětem této diplomové práce.

„Palivo je tlačeno pístem na přesuvný rošt. Spaliny proudí ze spalovací komory do druhého prázdného tahu. Třetí tah je tvořen membránovými stěnami, kde jsou umístěny svazky krycího výparníku, přehříváku P2, přehříváku P3 a přehříváku P1b. Čtvrtý tah je tvořen plechovým kanálem, kde je umístěn jeden svazek přehříváku P1a a dále 6 bloků ekonomizéru.“

Tabulka 3 Zadání: rozměry kotle

	Hodnota	Jednotka
Vnější průměr trubky membránové stěny	60,3	mm
Tloušťka trubky MS	4,5	mm
Rozměry spalovací komory		
Šířka spalovací komory (kotle)	1900	mm
Délka roštu	9900	mm
Výška spalovací komory od trysek 2° vzduchu	14 200	mm
Rozteč membránových stěn	100	mm
Vyzdívka	pod výstupní okno SK	-
Rozměry druhého tahu		
Délka kanálu	2000	mm
Šířka kotle	1900	mm
Rozteč membránových stěn	100	mm
Rozměry třetího tahu		
Délka kanálu	2000	mm
Šířka kotle	1900	mm
Rozteč membránových stěn – zadní stěna	110	mm
Rozteč membránových stěn – ostatní stěny	100	mm
Rozměry čtvrtého tahu		
Délka kanálu	3000	mm
Šířka kanálu	1100	mm

4 Návrh kotle

Těžištěm diplomové práce je dispoziční návrh kotle (spalovací komory, 2.-4. tahu) a zákatlí včetně vzduchovodů a spalinovodů. Na dispozici navazuje návrh pomocných zařízení kotle. Před samotný návrh kotle jsou zařazeny výpočtové kapitoly zabývající se vlastnostmi paliva, spalovacího vzduchu a spalin. Pro dispoziční návrh slouží 3D software Autodesk Inventor.

4.1 Stechiometrický výpočet

Zadaným palivem je již zmíněné RDF, tedy palivo získané z odpadů a je pomocí pístového podavače dávkováno na posuvný rošt do spalovací komory. Jeho výhřevnost je 16 MJ a prvkový rozbor je uvedený v tabulce Tabulka 1 Zadání: prvkové složení paliva. Pro návrh kotle je důležité znát v jednotlivých místech SK a následujících tahů vlastnosti spalin. Ty jsou dány složením paliva a přebytkem vzduchu α , který je dán množstvím vzduchu vhnáného jako primární a sekundární vzduch do SK. Vlastnosti spalin vychází z jejich složení, jež určuje stechiometrický výpočet. Na základě stechiometrického výpočtu je určeno množství spalovacího vzduchu, složení spalin, následně hustota spalin a pomocí ní i důležité vlastnosti spalin, jako je součinitel tepelné vodivosti λ nebo kinematičká viskozita γ . Následující stechiometrický výpočet¹ je proveden dle skript prof. Dlouhého: Výpočty kotlů a spalinových výměníků. [13]

Do procesu hoření vstupuje kromě paliva také kyslík, který je nutným reaktantem pro zamezení tvorby zbytků. Minimální množství kyslíku pro dokonalé spálení 1 kg paliva vychází z rovnic hoření. Proto se v jeho výpočtu objevují hmotnostní podíly hořlavých složek paliva, podělené svými molárními hmotnostmi:

$$O_{O_2, \min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S_{prch}^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) \quad (4.1)$$

Člen S_{prch}^r uváděný v rovnici (4.1) je hmotnostní podíl pouze prchavé síry. Pro účely této DP je uvažována veškerá síra v palivu jako prchavá. Podíly je nutné převést z procentuálního vyjádření na vyjádření bez jednotek:

$$O_{O_2, \min} = 22,39 \cdot \left(\frac{37,77}{12,01} + \frac{5,76}{4,032} + \frac{0,60}{32,06} - \frac{29,28}{32} \right) \cdot \frac{1}{100} = 0,823 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.2)$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný k dokonalému spálení 1 kg paliva vychází ze složení vzduchu, ve kterém je hmotnostní podíl kyslíku 21 %.

$$O_{vs, \min} = \frac{O_{O_2, \min}}{0,21} \quad (4.3)$$

$$O_{vs, \min} = \frac{0,823}{0,21} = 3,921 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.4)$$

Podíl vodní páry připadající na 1 Nm³ suchého vzduchu závisí na relativní vlhkosti vzduchu φ [%], celkové tlaku p_c [Pa] a parciální tlaku vodní páry na mezi sytosti pro danou teplotu vzduchu p'' [Pa]. Ve stechiometrickém výpočtu je vyjádřen podíl vodní páry na jednotku suchého vzduchu součinitelem α_v [-]:

¹ Výpočet byl prováděn pomocí tabulkového procesoru Excel. V textu práce jsou uvedeny výsledky z Excelu se zaokrouhlením na 3 desetinné platné číslice. Proto nemusí být mezivýsledky rovnic v textu korektní.

$$\kappa_V = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} \quad (4.5)$$

Všechny dosazované hodnoty jsou uvažovány pro běžné klimatické podmínky, tedy teplotu 20 °C, atmosférický tlak 0,1 MPa a relativní vlhkost vzduchu 70 %.

$$\kappa_V = 1 + \frac{70}{100} \cdot \frac{0,0023368}{0,1 - \frac{70}{100} \cdot 0,0023368} = 1,017 \quad (4.6)$$

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva $O_{VV,min} \left[\frac{Nm^3}{kg} \right]$ je poté součinem minimálního objemu suchého vzduchu a výše zmíněného součinitele $\kappa_V [-]$. Minimální objem vlhkého vzduchu je tedy:

$$O_{VV,min} = \kappa_V \cdot O_{VS,min} \quad (4.7)$$

$$O_{VV,min} = 1,017 \cdot 3,921 = 3,986 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.8)$$

Objem vodní páry v tomto objemu je dán rozdílem objemů vlhkého a suchého vzduchu potřebných pro spálení 1 kg paliva:

$$O_{H_2O}^V = O_{VV,min} - O_{VS,min} = (\kappa_V - 1) \cdot O_{VS,min} \quad (4.9)$$

$$O_{H_2O}^V = 3,986 - 3,921 = (1,017 - 1) \cdot 3,921 = 0,065 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.10)$$

Minimální objem vlhkého vzduchu je hodnota čistě teoretická, neboť není možné v reálných podmínkách zajistit přesný objem dodávaného vzduchu a dokonalé promíchání vzduchu s hořlavinami paliva tak, aby všechny hořlaviny s kyslíkem zreagovaly. Z toho důvodu se v praxi používá součinitel přebytku spalovacího vzduchu $\alpha [-]$, který zajistí zreagování všech hořlavých složek paliva. Na základě odborné konzultace v PBS je volen přebytek vzduchu $\alpha = 1,46$. Objem vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva je následující:

$$O_{VV} = \alpha \cdot O_{VV,min} \quad (4.11)$$

$$O_{VV} = 1,46 \cdot 3,986 = 5,819 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.12)$$

Celkový normální objem spalovacího vzduchu je dán součinem hmotnostního toku paliva a množství vlhkého vzduchu s přebytkem potřebného ke spálení jednotkového množství paliva:

$$\dot{V}_{VV}^{norm} = O_{VV} \cdot \dot{m}_{pal} \quad (4.13)$$

$$\dot{V}_{VV}^{norm} = 5,819 \cdot 2\,946 = 17\,143,38 \frac{Nm^3}{h} \quad (4.14)$$

4.2 Spaliny

V tomto okamžiku výpočtu je možné určit minimální množství plynných složek spalin a jejich součtem následně minimální objem spalin (při součiniteli přebytku vzduchu $\alpha = 1$). Objemy jednotlivých plynných složek spalin, které při spalování vznikají, jsou dány z rovnic spalování:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS,min} = \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{37,77}{100} + 0,0003 \cdot 3,921$$

$$= 0,701 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.15)$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{0,60}{100} = 0,00409 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.16)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS,min} = \frac{22,4}{28,016} \cdot \frac{0,90}{100} + 0,7805 \cdot 3,921$$

$$= 3,067 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.17)$$

Objem vzácných plynů ve spalinách je reprezentován objemem Argonu:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS,min} = 0,0092 + 3,921 = 0,0361 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.18)$$

Při spalování vlhkého paliva v sobě spaliny obsahují také vodní páru. Část tohoto objemu pochází z odpaření vlhkosti paliva, část z vlhkosti spalovacího vzduchu a část ze spálení vodíku v palivu:

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^V \quad (4.19)$$

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot \frac{5,76}{100} + \frac{22,4}{18,016} \cdot \frac{9}{100} + 0,065 = 0,817 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.20)$$

Nyní lze spočítat objem suchých spalin vzniklých dokonalým spálením 1 kg paliva:

$$O_{SS,min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} \quad (4.21)$$

$$O_{SS,min} = 0,701 + 0,00409 + 3,067 + 0,0361 = 3,809 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.22)$$

Po připočtení vlhkosti je dán minimální objem vlhkých spalin:

$$O_{SV,min} = O_{SS,min} + O_{H_2O}^S \quad (4.23)$$

$$O_{SV,min} = 3,809 + 0,817 = 4,626 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.24)$$

Jak bylo zmíněno výše, minimálního objemu vlhkých spalin nelze dosáhnout, neboť se pro dokonalé promísení kyslíku s hořlavými složkami paliva využívá přebytek vzduchu $\alpha [-]$.

Objem vlhkých spalin připadající na 1 kg paliva tedy bude při aplikaci přebytku vzduchu $\alpha = 1,46$ následující:

$$O_{SV} = O_{SV,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV,min} \quad (4.25)$$

$$O_{SV} = 4,626 + (1,46 - 1) \cdot 3,986 = 6,459 \frac{Nm^3}{kg} \quad (4.26)$$

Z objemu vlhkých spalin již lze spočítat hustotu spalin:

$$\rho_{SV} = \frac{O_{SV,min} \cdot \rho_{SV,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV,min} \cdot \rho_{VV}}{O_{SV,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV,min}} \quad (4.27)$$

Kde $\rho_{SV,min} \left[\frac{kg}{Nm^3} \right]$ je tzv. hustota stechiometrických spalin a je dána součtem parciálních hustot složek spalin:

$$\begin{aligned} \rho_{SV,min} &= \frac{\sum_i O_i \cdot \rho_i}{O_{SV,min}} \\ &= \frac{O_{CO2} \cdot \rho_{CO2} + O_{SO2} \cdot \rho_{SO2} + O_{N2} \cdot \rho_{N2} + O_{Ar} \cdot \rho_{Ar} + O_{i_{H2O}}^S \cdot \rho_{H2O}}{O_{SV,min}} \end{aligned} \quad (4.28)$$

Hustoty jednotlivých složek jsou do rovnice dosazovány ze skript prof. Dlouhého:

Tabulka 4 Fyzikální vlastnosti prvků [13]

Plyn	M_i [kg/kmol]	ρ_i [kg/m ³]	v_i [m ³ /kg]	R_i [J/(kg·K)]
Ar	39,944	1,78385	0,560585	208,14
H ₂	2,016	0,089867	11,127555	4124
O ₂	32	1,42891	0,699835	259,8
N ₂	28,01	1,25047	0,79967	296,8
CO	28	1,2506	0,799616	296,9
suchý vzduch	28,96	1,29279	0,773521	287,12
vodní pára	18,016	0,8058	1,241003	461,5
CO ₂	44,01	1,9768	0,505868	188,9
SO ₂	64,06	2,9262	0,34174	129,8
NH ₃	17,034	0,761	1,31406	488
CH ₄	16,032	0,716	1,396648	518,6

$$\begin{aligned} \rho_{SV,min} &= \frac{0,701 \cdot 1,977 + 0,0041 \cdot 2,926 + 3,067 \cdot 1,2505 + 0,0361 \cdot 1,7839 + 0,817 \cdot 0,8058}{4,626} \\ &= 1,288 \frac{kg}{Nm^3} \end{aligned} \quad (4.29)$$

A $\rho_{VV} \left[\frac{kg}{Nm^3} \right]$ je hustota vlhkého vzduchu:

$$\rho_{VV} = \frac{O_{VS,min} \cdot \rho_{VS} + (\alpha_V - 1) \cdot O_{VS,min} \cdot \rho_{H2O}}{O_{VV,min}} \quad (4.30)$$

$$\rho_{VV} = \frac{3,921 \cdot 1,29279 + (1,017 - 1) \cdot 3,921 \cdot 0,8058}{3,985} = 1,285 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} \quad (4.31)$$

Hustota vlhkých spalin s přebytkem vzduchu bude následující:

$$\rho_{SV} = \frac{4,626 \cdot 1,288 + (1,46 - 1) \cdot 3,986 \cdot 1,285}{4,626 + (1,46 - 1) \cdot 3,986} = 1,287 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3} \quad (4.32)$$

Pro následující výpočty při návrhu kotle je důležité znát normální objemový průtok spalin, který bude přepočítáván na teploty v jednotlivých místech, kde je nutné určit v závislosti na rychlosti spalin průtočný průřez (a tedy rozměry kanálu). Normální objemový průtok je určen jako součin objemu vlhkých spalin vztažený na kilogram paliva a hmotnostního příkonu paliva:

$$\dot{V}_{SP,nom}^{norm} = O_{SV} \cdot \dot{m}_{pal} \quad (4.33)$$

$$\dot{V}_{SP,nom}^{norm} = 6,459 \cdot 2\,946 = 19\,029 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} \quad (4.34)$$

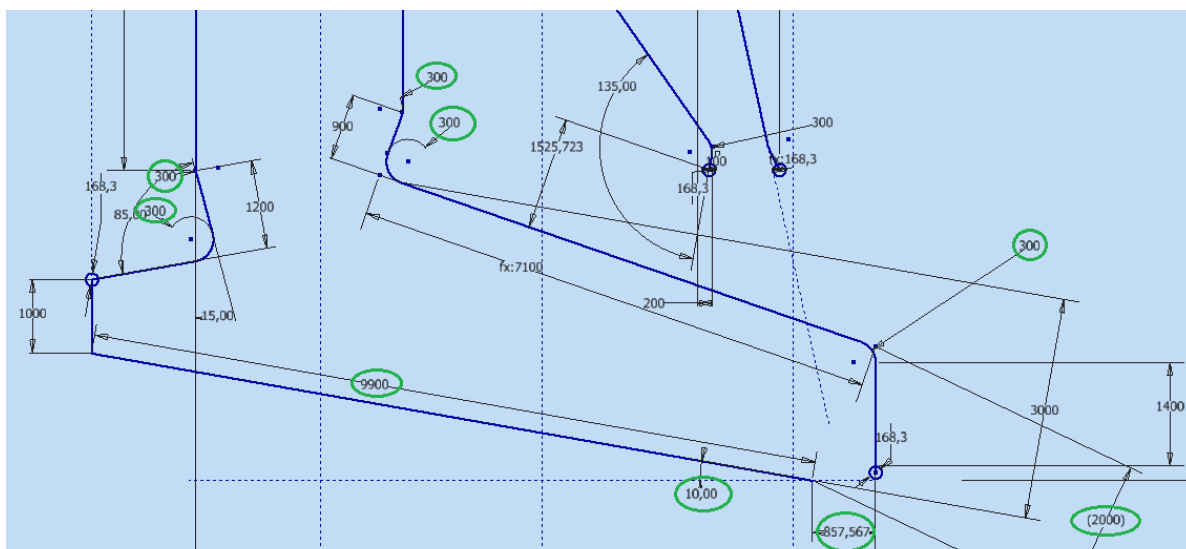
Výsledkem přípravného stechiometrického výpočtu je tedy normální objemový tok spalovacího vzduchu $\dot{V}_{VV}^{norm} = 17\,143,4 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$, normální objemový tok vlhkých spalin s přebytkem vzduchu $\dot{V}_{SP,nom}^{norm} = 19\,029 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$ a hustota těchto spalin $\rho_{SV} = 1,287 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3}$.

4.3 SK

Spalovací komora je oblast, kde probíhá samotný proces uvolňování energie z paliva. Do procesu vstupují 3 komponenty: spalovací vzduch, palivo, teplo. Nejprve dochází k sušení paliva, tedy odpařování vody z paliva. Následně dojde k vyloučení prchavé hořlaviny z paliva a k jejímu hoření, aby poté hořela hořlavina pevná. [6]

Oblast spalovací komory je omezena ze spodní části roštem, po bocích membránovou stěnou výparníku a z vrchu myšleným oknem spalovací komory. Myšleným ohraničujícím oknem je vstup do obratové komory mezi prvním a druhým tahem.

Dispoziční návrh byl proveden formou řídicího náčrtu. Rozměry spalovací komory jsou určeny několika omezujícími parametry. Jsou jimi především osová vzdálenost 2 000 mm mezi přední a zadní membránovou stěnou SK, šířka kotle 1 900 mm (která však do řídicího 2D náčrtu



Obr. 4-1 Řídicí náčrt spalovací komory

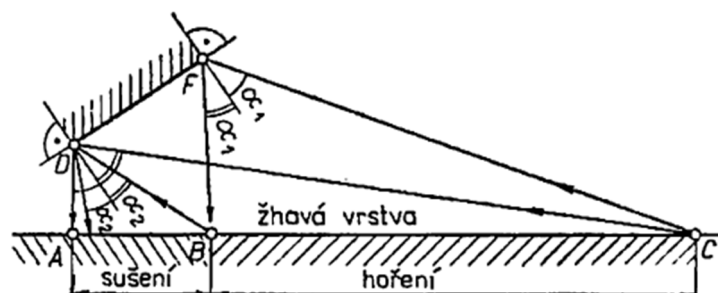
nevstupuje), úhel sklonu posuvného roštu 10° a délka roštu 9 900 mm. Na Obr. 4-1 lze vidět řídicí náčrt části spalovací komory. Zeleně vyznačené kóty a průměry komor jsou dány.

Kóta 300 mm na více místech definuje zaoblení membránových stěn. Jejich výroba totiž dle konzultace začíná strojovým svařením trubek s vloženými plíšky, které tvoří tzv. praporky. Až následně se takto vytvořená rovná membránová stěna ohýbá (viz Obr. 4-2). Dle dostupných internetových zdrojů [5] je možné membránové stěny ohýbat od poloměru 250 mm. Odbornou konzultací je doporučen poloměr 300 mm.



Obr. 4-2 Blok membránové stěny s ohybem [24]

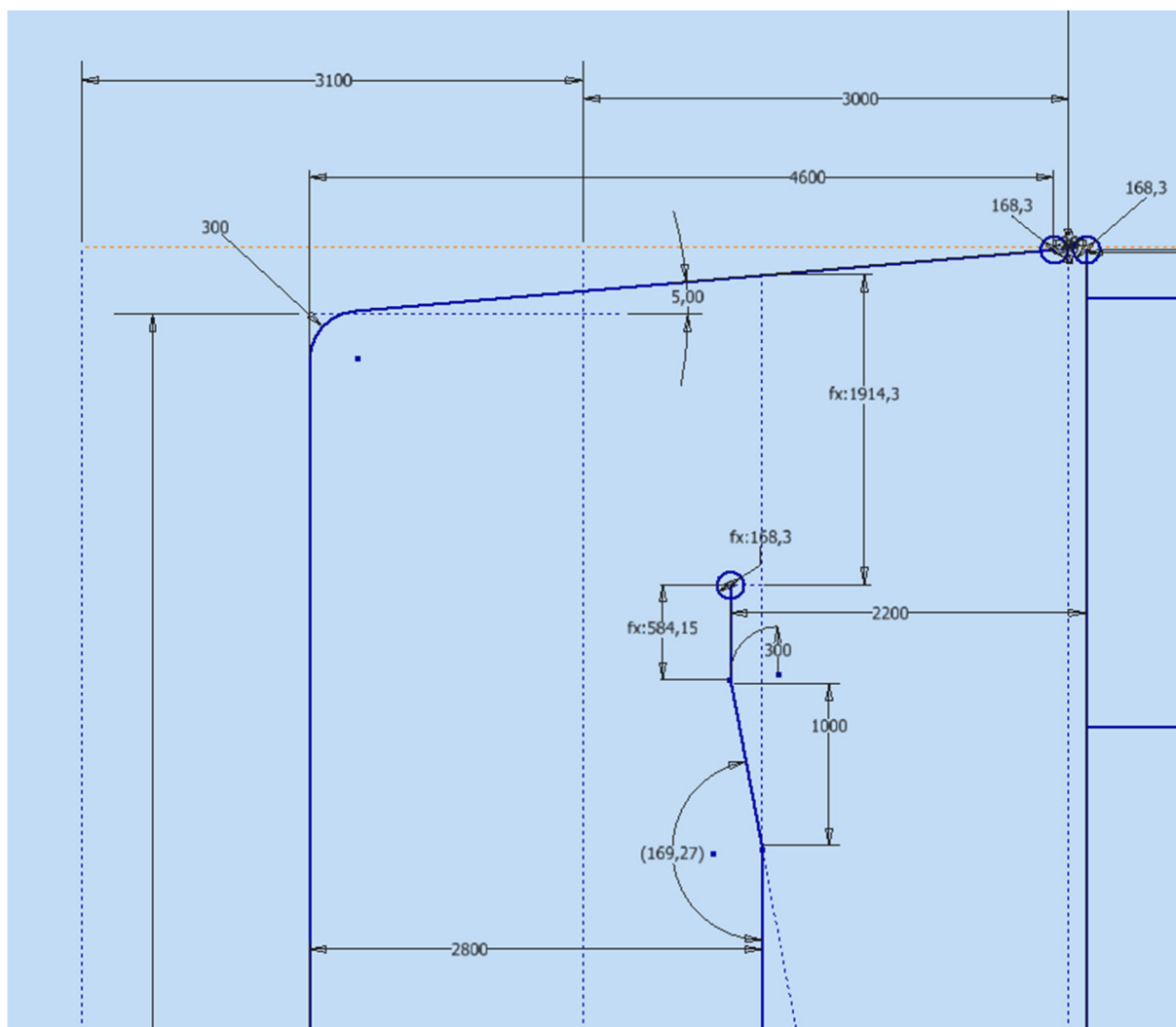
Délka propadu za roštem pro odvod tuhých zbytků z roštu do výsypky je dle konzultace doporučena na přibližně 900 mm, dle zkušeností lze i méně. Výška prostoru pro vstup paliva pomocí pístového dopravníku (vlevo nad roštem) byla dle konzultace zvolena 1000 mm. Stěny nad roštem = klenby tvoří prostor pro sušení a zapálení paliva. Podle [6] slouží k tzv. hornímu zápalu především přední klenba – zvedající se strop za vstupem paliva do ohniště. Stejnému účelu slouží i zadní klenba, která odráží teplo sálajícího hořícího paliva a tuhých zbytků postupujících po roštu k propadu. Z toho důvodu byla zadní klenba navržena tak, aby mírně



Obr. 4-3 Funkce klenby nad roštem [6]

zužovala prostor kolmo nad roštem a mohla tak odrážet teplo směrem k ohnisku hoření. [1] Výška výstupního okna klenby byla dle konzultace zvolena 2000 mm, aby nedocházelo ke klenbování paliva – tedy aby bylo zamezeno tzv. nahromadění paliva a tuhých zbytků na roštu.

Obratová komora mezi prvním a druhým tahem je tvořena také z membránové stěny výparníku. Aby byl zajištěn odvod páry do bubnu, může mít membránová stěna pouze jedno lokální maximum a jedno minimum. V nejvyšším bodě je umístěna sběrná komora, ze které je parovodní směs převáděna do bubnu pomocí převáděcího potrubí. V nejnižším bodě (u vstupu paliva, viz Obr. 4-1 Řídicí náčrt spalovací komory) je také umístěna komora, do které jsou zavedeny zavodňovací potrubí z bubnu.



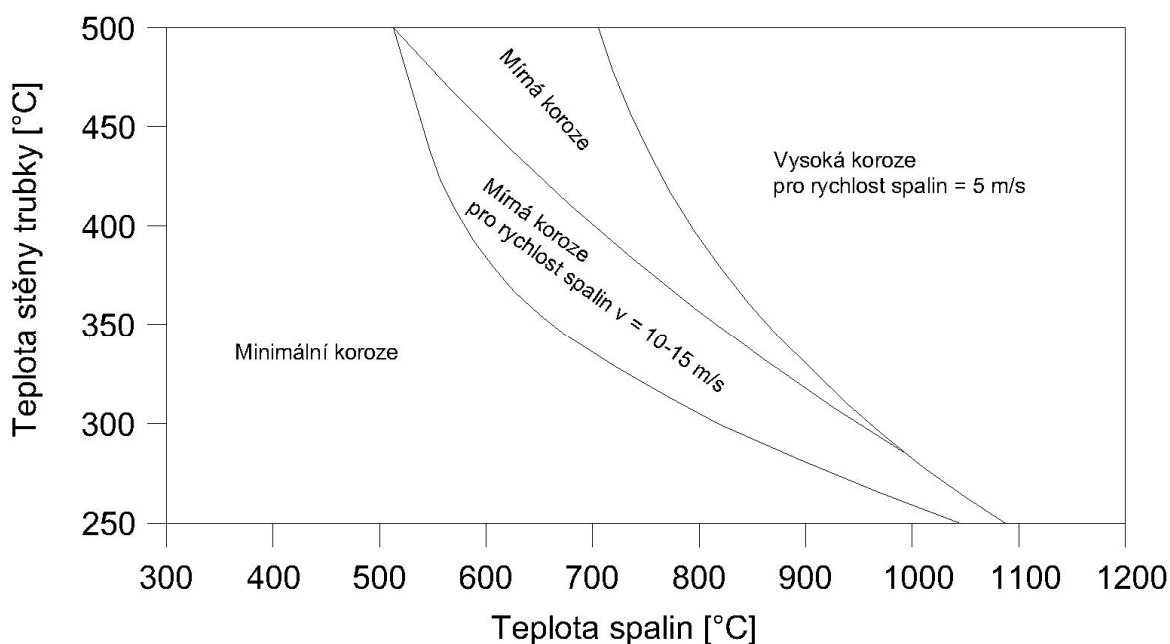
Obr. 4-4 Řídicí náčrt spalovací komory – obrat do 2. tahu

Sklon minimálně 5° je nutný pro zajištění vyublávání. Jde o výparník a jeho trubky jsou tedy varné, ve kterých dochází k varu vody a následnému odpařování. V případě nezajištění odvodu bublinek by mohlo docházet ke krizi varem, která způsobuje praskání trubek.

V obvyklých případech se do okna obratové komory umísťuje mříž složená z trubek výparníku, která slouží k převedení parovodní směsi ze zadní komory 1. tahu do membránového stropu. V případě spalování RDF je však nutné tuto mříž vynechat, neboť se v úletu nachází popílek, který má nízkou teplotu měknutí a hrozí tedy riziko nalepování popílku na potrubí mříže. Zadní stěna prvního tahu je před koncem spalovací komory vyhnuta směrem k přední stěně SK, aby byly spaliny usměrněny do obratové komory.

4.4 2.tah

Druhý tah je navržen jako prázdný, pouze obklopený membránovou stěnou výparníku. Prázdný je z důvodu absence mříže mezi prvním a druhým tahem, která vychlazuje spaliny na dostatečnou teplotu pro umístění svazků přehříváku. Teplota spalin je tedy v případě navrhovaného kotle stále příliš vysoká na to, aby bylo možné do druhého tahu umístit bloky přehříváku. Nemožnost umístění bloků vysvětluje vysokoteplotní chlorová koroze, kterou popisuje Flingern diagram:



Obr. 4-5 Flingern diagram [32] (upraveno autorem)

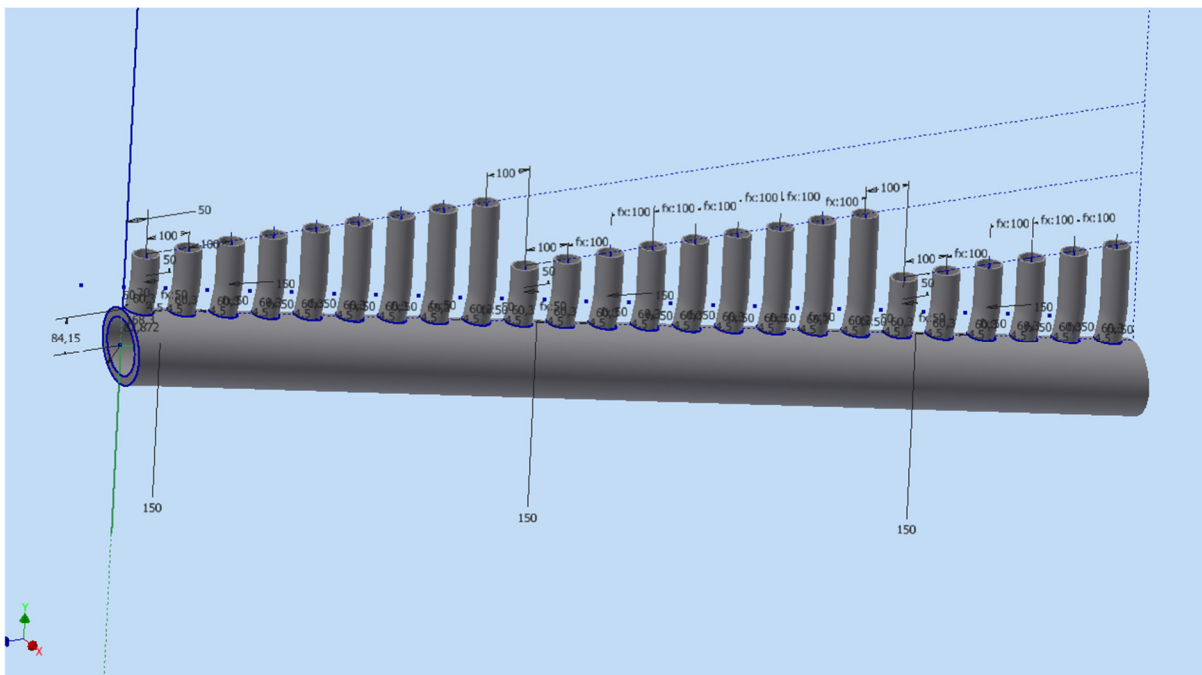
Rozšířený Flingern diagram ukazuje pro spalovny odpadu oblasti možného vzniku vysokoteplotní koroze trubek, která je způsobena kombinací vysoké teploty trubek a vysoké teploty omývajících spalin – od teploty spalin cca 600 °C a teploty povrchu trubky cca 300 °C. Diagram se označuje jako rozšířený, neboť obsahuje i oblast uvažující vyšší rychlost spalin. [32] Při návrhu rozmístění bloků výměníku se do diagramu vynesou kombinace na vstupu do bloku a na výstupu za blokem, tyto dva body se spojí a určí se, zda je v této kombinaci svazek ohrožen vysokoteplotní korozi. Iteracemi je ideálně dosaženo umístěním všech svazků mimo korozní oblast.

Délka kanálu (osová vzdálenost mezi trubkami přední a zadní stěny) je dána ze zadání – 2 000 mm. Na začátku tahu je však tento rozměr větší, neboť v prvním tahu byl vytvořen výhyb pro usměrnění spalin. Zadní stěna druhého tahu je zároveň přední stěnou tahu třetího a na její horní hraně je umístěna sběrná komora. Sklon membránové stěny směrem do výsyvky je dán dle odborné konzultace pro lepidé spalin 35°. Vzdálenost sběrné spodní komory přední stěny 2. tahu od horní klenby ohniště je doporučena dle konzultace na minimálně 1200 mm z důvodu umístění šneků pro odvod popílku. Vyhnutí membránových stěn směřujících ke sběrným komorám je realizováno z důvodu zamezení zachytávání popílku a jeho přilepování na komory.

4.5 3.tah

V následujícím 3. tahu jsou již umístěny teplosměnné plochy přehříváků. Nejprve je však nutné dokončit řídicí náčrt membránového celku. Osová vzdálenost přední a zadní stěny třetího tahu 2 000 mm je dána zadáním. Zadní stěna je ve spodní části vyhnutá a tvoří tak spolu se stěnou druhého tahu výsypku popílku. Na spodní hraně stěny je umístěna jedna ze zavodňovacích komor výparníku a na horní hraně je opět vytvořena komora sbírající z trubek membránové stěny parovodní směr. Tato horní komora je horizontálně zarovnána s komorami přední stěny 1. tahu a mezistěny 2. a 3. tahu.

Po základním návrhu rozměrů bylo možné vytvořit membránové stěny kolmé ke směru toku spalin. Modelování vycházelo z řídicího náčrtu SK a na jeho základě byly nejdříve vytaženy všechny komory osově souměrně k ose kotle. Mezi těmito komorami byl pro každou stěnu vytvořen jeden praporek a trubka vytažením po křivce. Tyto byly následně obdélníkovým polem osově souměrně zmnoženy v šířce kotle, tedy v součtu 1 900 mm. Kolmo k předním a zadním stěnám byl vytvořen náčrt a z něj vytažena horní sběrná komora boční stěny. Zároveň byla z řídicího náčrtu vytažena zavodňovací šikmá komora u roštu. Mezi těmito dvěma komorami byly vytaženy trubky s praporky. Problematickou částí bylo dopojení spodní šikmé komory ke kompaktním blokům membránové stěny. Realizováno bylo samostatným vytažením každého nátrubku na spodní komoře a dotažením k tělesům bloků membránové stěny (viz Obr. 4-6).



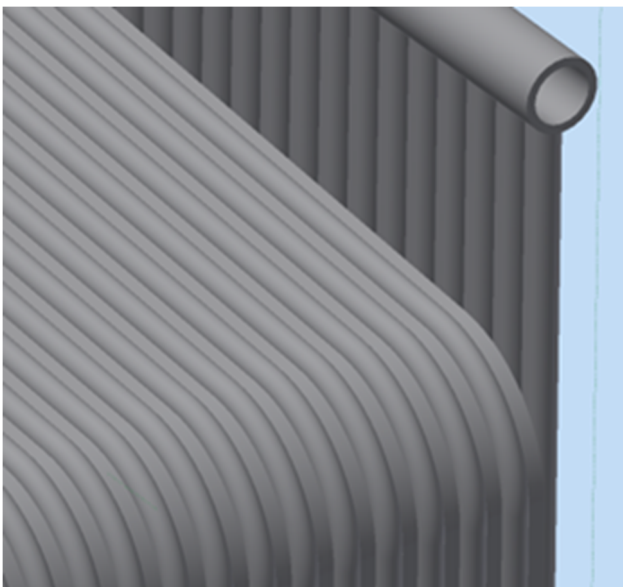
Obr. 4-6 Modelování nátrubků na šikmé komoře

4.6 Úpravy konstrukce membránového celku

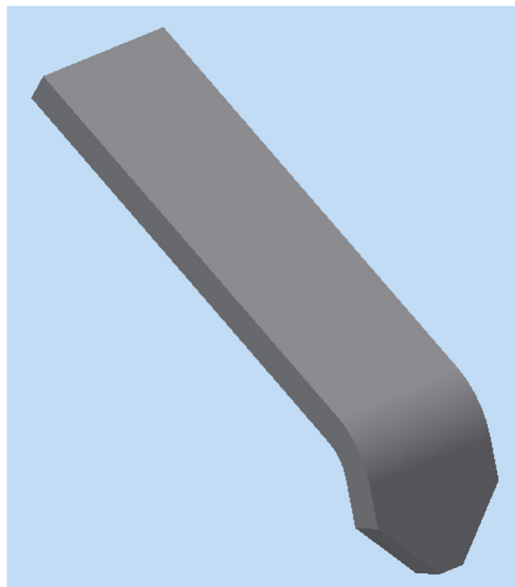
Výše uvedený postup modelování nezohledňuje detaily výroby, dopravy a samotného provozu. Pro vytvoření funkčního návrhu membránového celku bylo nutné provést úpravy některých detailů.

4.6.1 Dotěsnění

Spojení boční a přední membránové stěny spalovací komory není možné v místech šikmé membránové stěny přivařit těsně a vzniká mezi nimi větší množství mezer (viz Obr. 4-8).



Obr. 4-8 Spojení šikmé a boční membr. stěny

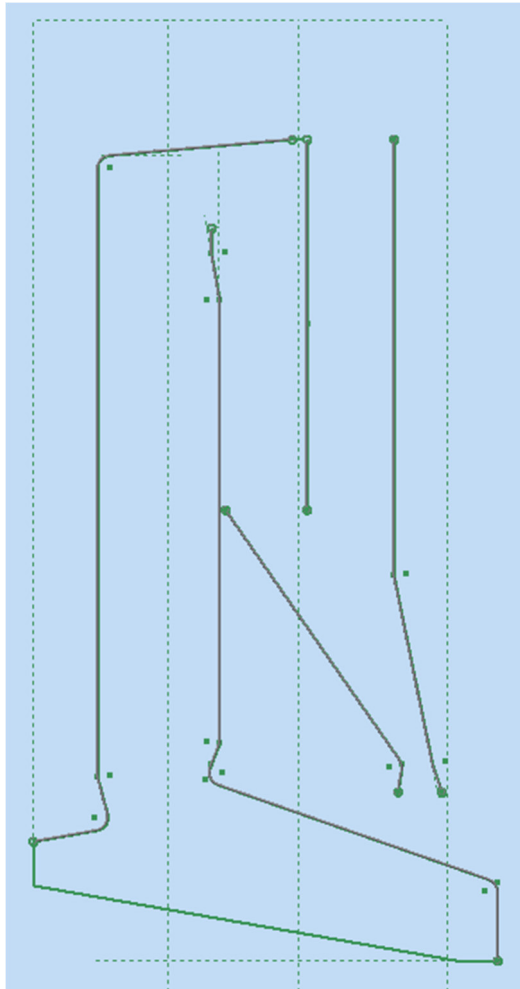


Obr. 4-7 Tzv. „rakvička“ pro dotěsnění

Spalovací komoru je nutné dotěsnit, aby nebyl přisáván falešný vzduch a vysoká teplota ve SK neničila okolní izolaci. Zároveň tímto spojením dosahuje celková konstrukce SK vyšší tuhosti. K účelu dotěsnění slouží tzv. rakvičky (viz modelový příklad na Obr. 4-7) – ohnuté a zkosené plechy, které jsou vloženy mezi každé dvě sousedící trubky membránové stěny.

4.6.2 Rozdělení na moduly – doprava

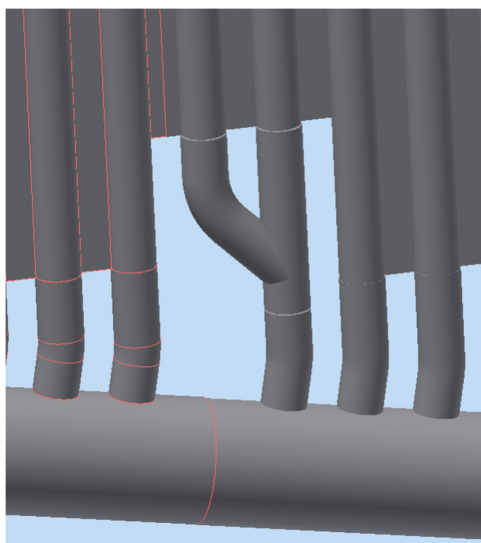
Při navrhování základního řídicího náčrtu bylo nutné myslet na dělení membránového celku do modulů. Toto rozdělení slouží k zajištění možnosti dopravy na místo stavby po částech, které lze převézt na dopravních kamionech. Dle odborné konzultace lze na obvyklém kamionu převézt rozměry 2,4 m x 2,4 m x 13 m. Pro hloubinu lze na výšku uvažovat cca 3,8 m. Proto bylo navrženo rozdělení membrán na tři moduly viz Obr. 4-9, které mají na výšku 3 100 mm, 3 000 mm a 3 400 mm (vzhledem k poloze na kamionu). Strop nad obratem z prvního do druhého tahu, nebo nos nad vstupem paliva, bude muset být vzhledem k délce kamionu převezen zvlášť a přivařen ke zbytku 1. modulu až na stavbě. Horní klenba ohniště v druhém a třetím modulu je dodávána společně, avšak je rozdělena v ose kotle, aby ji bylo možné mezi boční membrány vložit a svařit.



Obr. 4-9 Dělení na moduly

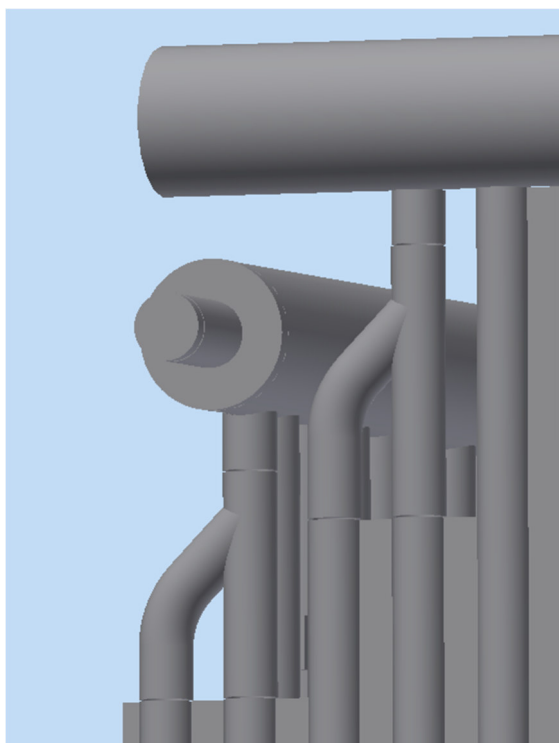
4.6.3 Umístění výhybů

Rozdělením membránových stěn na moduly vznikly na komorách v místech velmi blízko nátrubkům dělicí čáry. Z důvodu TOO (tepelně ovlivněné oblasti) po svařování, případně kvůli dělení šikmých nátrubků je nutné některé trubky membránové stěny spojit do jedné pomocí tzv. vidličky, jak lze vidět na Obr. 4-10. Při osovém vazbení modelu vložené vidličky



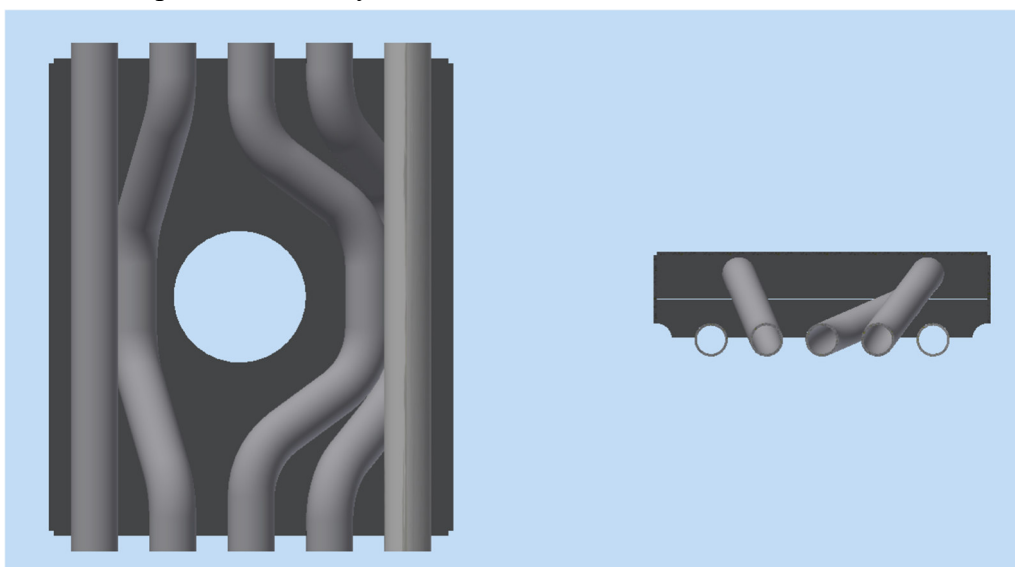
Obr. 4-10 Výhyby u dělení modulů

s membránovou stěnou je nutné vynechat 2 mm z každé strany pro realizaci svaru. Stejně tak je nutné vložit stejné výhyby do míst, kde by došlo ke kolizi potrubí membránové stěny se sběrnou komorou. Na Obr. 4-11 lze také vidět vytvořený revizní nátrubek na čele sběrné komory.



Obr. 4-11 Výhyby u horních komor a revizní nátrubek

Do míst kolize kolmých sběrných trubek s boční membránovou stěnou je nutné také umístit výhyby, prodloužit sběrnou komoru, vytvořit nátrubek a kolem výhybů vytvořit plechovou krabici. Na základě konzultace bude tato krabice vylita žáropevným betonem a bude tak zajištěna těsnost tahů. Výhyb kolem komor je při modelování vytvořen s plechovou krabicí jako sestava. Výhyby jsou vytvořeny prostorově na co nejmenším prostoru, jak lze vidět z vnitřního směru spalovací komory a v řezu na Obr. 4-12.



Obr. 4-12 Prostorové výhyby kolem komor s krabicí

4.7 3. tah – svazky

Jak již bylo zmíněno, ve 3. tahu se již nachází kromě výparníku teplosměnné plochy realizované jako zavěšené svazky trubek v hadech. Rozměry trubek a jejich uspořádání vychází ze zadání:

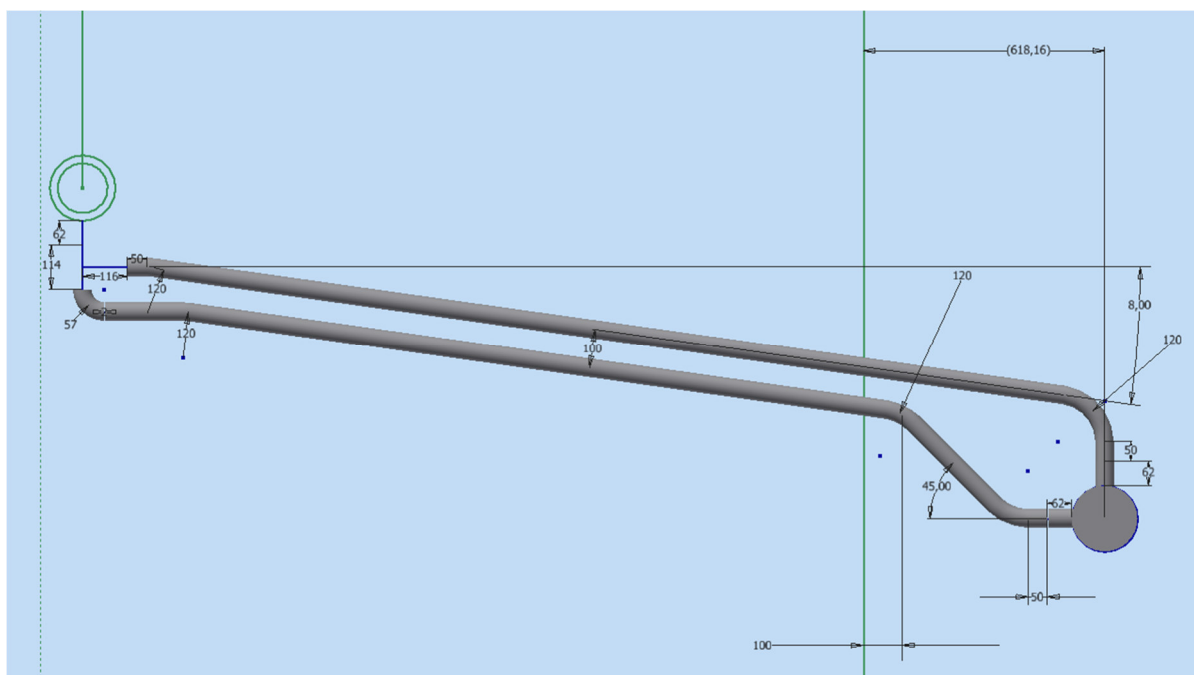
Tabulka 5 Zadání: rozměry teplosměnných ploch (1/2)

	Hodnota	Jednotka
Krycí výparník		
Vnější průměr trubky	48,3	mm
Tloušťka trubky	4,5	mm
Počet trubek v jedné řadě	8	-
Počet řad	2	-
Příčná rozteč	220	mm
Podélná rozteč	100	mm
Přehřívák P2		
Vnější průměr trubky	38	mm
Tloušťka trubky	3,6	mm
Počet trubek v jedné řadě	8	-
Počet řad	32	-
Příčná rozteč	220	mm
Podélná rozteč	60;90	mm
Proudění	souproudé	-
Zapojení přehříváku	dvouhad	-
Přehřívák P3		
Vnější průměr trubky	31,8	mm
Tloušťka trubky	3,2	mm
Počet trubek v jedné řadě	16	-
Počet řad	28	-
Příčná rozteč	110	mm
Podélná rozteč	60; 80	mm
Proudění	souproudé	-
Zapojení přehříváku	dvouhad	-
Přehřívák P1b		
Vnější průměr trubky	38	mm
Tloušťka trubky	3,6	mm
Počet trubek v jedné řadě	16	-
Počet řad	24	-
Příčná rozteč	110	mm
Podélná rozteč	80	mm
Proudění	protiproudé	-
Zapojení přehříváku	jednohad	-

4.7.1 Krycí výparník

Krycí výparník je realizován jako první teplosměnná plocha v tazích. Je zde umístěn z důvodu odebrání vysokopotenciálního tepla spalinám, které by při vysoké teplotě v kombinaci s vysokou teplotou železa přehříváku mohli způsobovat vysokoteplotní chlorovou korozi (viz uspořádání přehříváku v kap. 4.5 3.tah). Od toho tedy jeho název „krycí“. Trubky výparníku vychází přímo ze spodní komory membránové zadní stěny 2. tahu, poté jdou se sklonem min. 5° (pro zamezení krizi varem) přes 3. tah, procházejí membránovou stěnou a jsou zaústěny do sběrné komory.

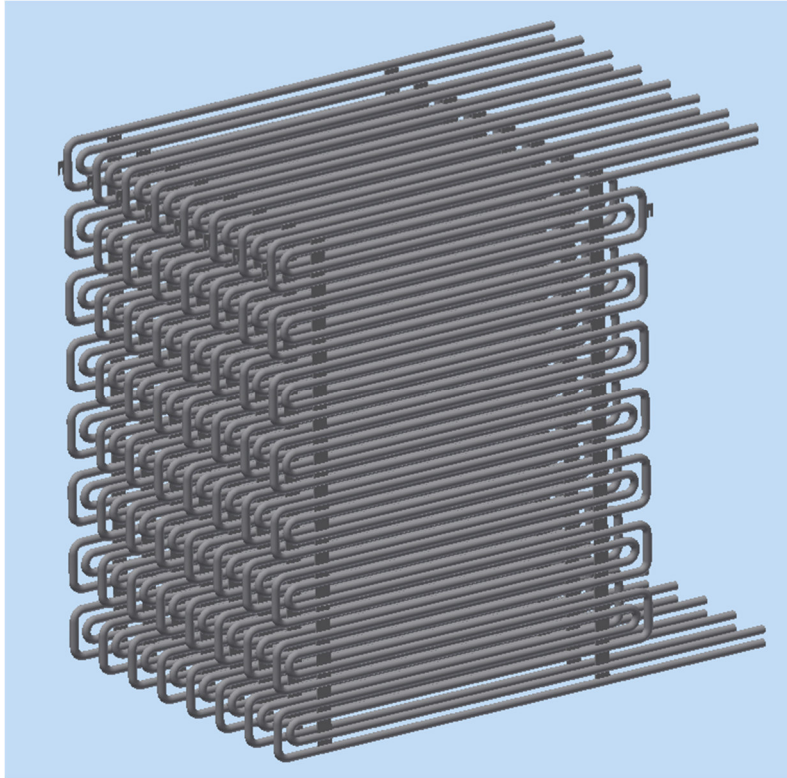
Při modelování krycího výparníku vycházely základní rozměry trubek ze zadání teplosměnných ploch (Tabulka 5). Nutné bylo konstrukčně vyřešit zaústění trubek do komory mezistěny 2. a 3. tahu a do komory nové. Snahou bylo neumístit novou komoru příliš daleko od membránové stěny, aby rozdíl teplot trubek v proudu spalin a komory mimo tah nezpůsobil teplotně-dilatační napjatost a případné narušení celistvosti tlakového celku. Ohyby byly realizovány s poloměrem 3x DN trubky a v případě připojení na komoru mezistěny dražší variantou kupované tvarovky s poloměrem ohybu 57 mm (pro DN 40) dle normy ČSN EN 10253-4. [11]



Obr. 4-13 Náčrt krycího výparníku

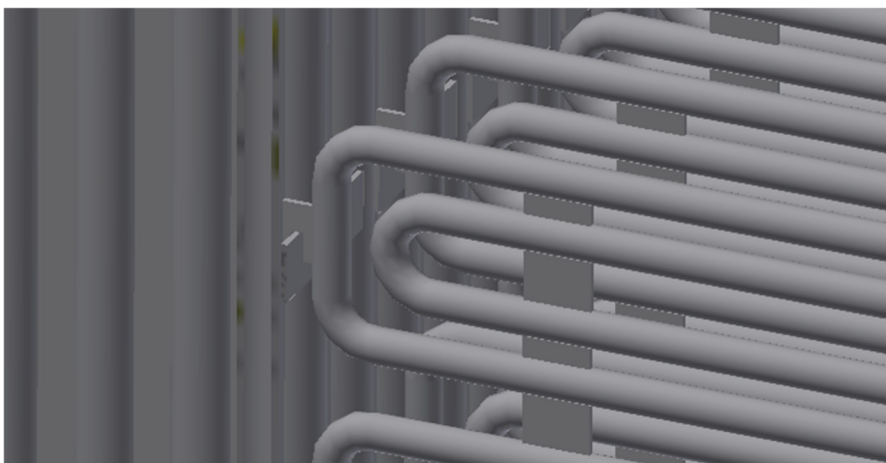
4.7.2 Přehřívák P2

Další teplosměnnou plochou po trase spalin je přehřívák P2. Jeho rozměry a uspořádání vychází ze zadání (Tabulka 5). Přehřívák je proveden jako dvojhad. Modelování samotných trubek bylo vytvořeno na základě formuláře v prohlížeči iLogic, kde je možné nadefinovat vybrané kóty součásti jako parametry. Zakončení svazku bylo provedeno se 180° úhlem a prodlouženo. Z těchto zakončení by pokračovaly zaústění do sběrných komor.



Obr. 4-14 Svazek přehříváku P2

Na vrchním hadu je pro zavěšení do tahu vytvořen plíšek ve tvaru U, která je svojí úzkou stranou navařen na trubku přehříváku. Při praktickém modelování bylo využito vymodelování jednoho plíšku, následně vytvořena vazba pomocí rovin a tento plíšek zmnožen pomocí obdélníkového pole na každou trubku v první řadě. Zavěšení do tahu je realizováno skrze navařené plechové obdélníčky mezi trubky membránové stěny:



Obr. 4-15 Zavěšení svazku na membránovou stěnu

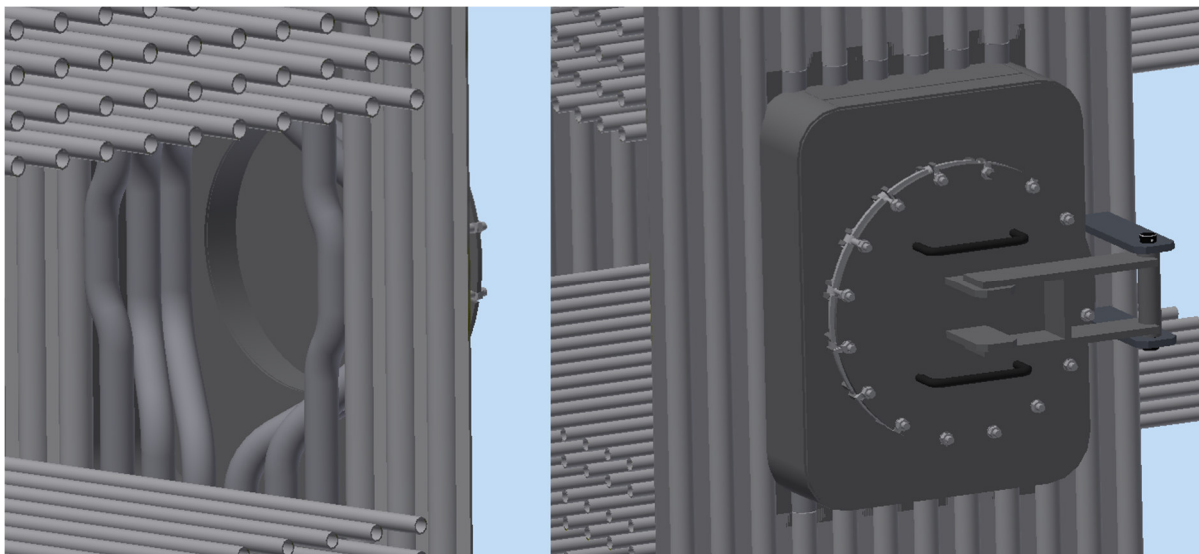
Umístění svazků je dáno řídicím náčrtem, z něhož je odvozena sestava 3. modulu. Na řídicím náčrtu je nutné myslet na odsazení jednotlivých svazků minimálně 700 mm pro umístění průřezu. Pro zajištění tuhosti svazku jsou mezi každé dvě sousední trubky ve třech místech navařeny plechové obdélníčky. Ty zabraňují roztažení celého svazku.

4.7.3 Přehříváky P3 a P1b

Přehřívák P3 je další teplosměnnou plochou po trase spalin. Je posledním svazkem před výstupem přehřáté páry z kotle. Jeho rozměry a uspořádání vychází ze zadání. Proveden je jako dvojhad. Modelování proběhlo stejně, jako v případě přehříváku P2. Stejně tak proběhlo i modelování svazku P1b, který je však proveden jako jednohad. Zavěšení je realizováno také tak, jako v případě svazků P2 a P3.

4.7.4 Průřezy do membránové stěny

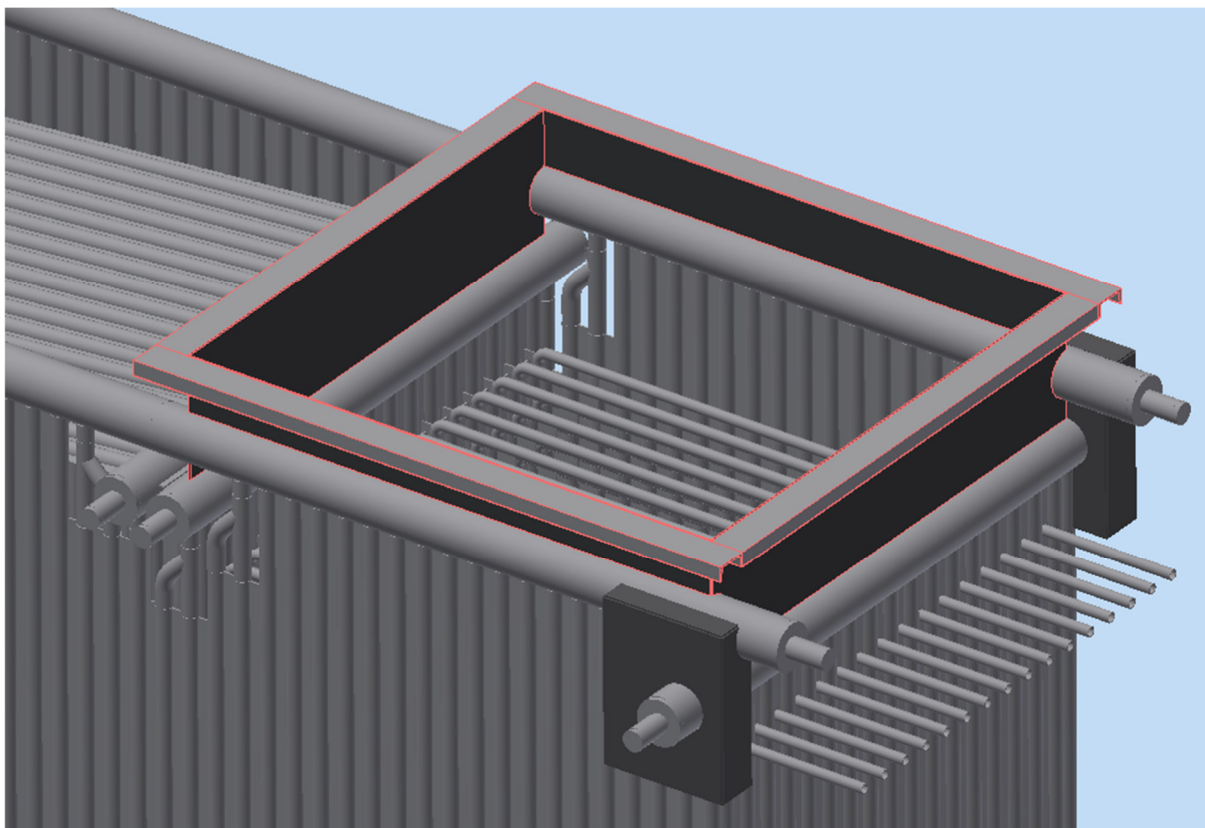
Po umístění svazků přehříváků do 3. tahu je možné umístit průřezy do membránové stěny mezi každé dva svazky. Průřezy (viz Obr. 4-16) se umísťují na místa, kde se očekává možné zanesení, případně porucha, kterou je nutné kontrolovat a případně opravit. Průřezy byly umístěny v jedné linii nad sebou, avšak z praktického hlediska by bylo vhodnější je umístit vystřídaně – nad sebou umístěné výhyby způsobují hydraulickou tlakovou ztrátu, která vytváří odpor proti proudění parovodní směsi. Ta si vybírá cestu menšího odporu. Z toho důvodu jsou trubky s výhyby méně chlazeny a vzniká nebezpečí jejich propálení.



Obr. 4-16 Průřezy do membránové stěny

4.8 Vstup do spalínovodu

3. tah nelze zakončit pouze komorami. Spaliny dále pokračují do 4. tahu a do prostorů čištění. Z toho důvodu byla vytvořena plechová ohrádka umístěná na vrchních sběrných komorách. Zakončena je kolmě přivařenými profily U, které tvoří přírubu pro přivaření dalšího pokračování spalínového kanálu. Modelování proběhlo na základě řídicího náčrtu SK, ze kterého byly promítnuty všechny vrchní komory. Ty byly obkresleny, plochy vytaženy o tloušťce 6 mm a k horní hraně namodelovány pomocí vytažení bloků profily U120 (s normalizovanými rozměry dle EN 10365 [10]).



Obr. 4-17 Zatěsnění výstupu ze 3. tahu a příruba

4.9 Spalínovod mezi 3. a 4. tahem

Spalínovod mezi třetím a čtvrtým tahem odděluje tahy tvořené membránovou stěnou od tahů tvořených pouze plechem. Pro svůj tvar a umístění bývá tento spalínovod označován jako „čepice“. Ve své horizontální rovné části obsahuje kompenzátor, který spojuje rozdílně dilatující části kotle (membránová stěna je chlazená proudící parovodní směsí o teplotě 257 °C, avšak 4. tah je tvořen pouze nechlazeným plechem – uvažuje se pro něj teplota spalin). Zároveň je možné v této propojovací části jednoduše změnit tvar kanálu pro přizpůsobení rozměrů kanálu 4. tahu (nejčastěji zúžit průřez pro zachování doporučené rychlosti spalin i při nižších teplotách spalin).

Dle teplotní bilance je v místě propojovacího spalínovodu teplota 435 °C. Maximální rychlost spalin určují dle odborné konzultace na 10 m/s z důvodu omezení abraze spalínového kanálu tuhými zbytky ve spalinách (popílek). Šířku kanálu volím dle šířky spalínového kanálu ve čtvrtém tahu. Výška spalínovodu v místě po zúžení bude 1,7 m. Model spalínovodu byl vytvořen na základě modelu spalínového kanálu. Ten byl vytvořen vysunutím ploch z náčrtu před zúžením a za zúžením. Zúžení bylo vytvořeno funkcí šablonování mezi dvěma plochami.

4.10 4.tah

Tento tah je tvořen z druhého svazku přehříváku 1, tedy ze svazku P1a a ekonomizérů č. 2 a 3. Ohřívák vody EKO3 je rozdělen na dva svazky a EKO2 je rozdělen na svazky čtyři. Za posledním svazkem ekonomizéru 2 je výsyпка, která končí po směru spalin plechovou přírubou, za kterou již navazuje zákotlí – tedy soubor technologií k čištění spalin (viz níže kapitoly 5 Redukce emisí a 6 Návrh zákotlí). Číslování výměníků (i jejich svazků, označených písmeny A-D) je vytvořeno s ohledem na směr proudění média uvnitř trubek.

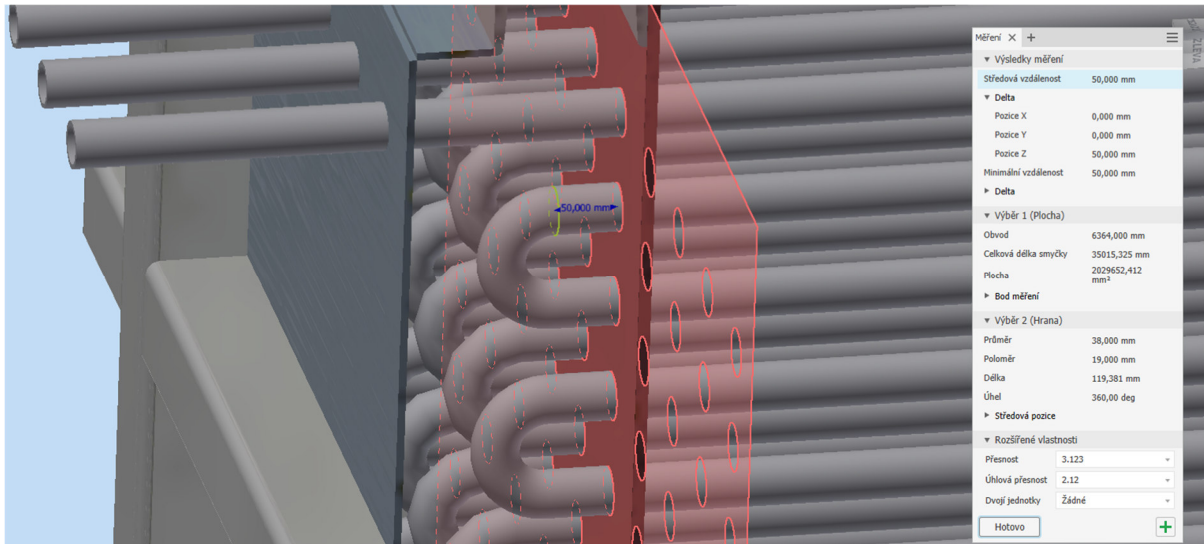
4.10.1 Moduly svazků

Modelování jednotlivých trubek svazků proběhlo na základě zadání:

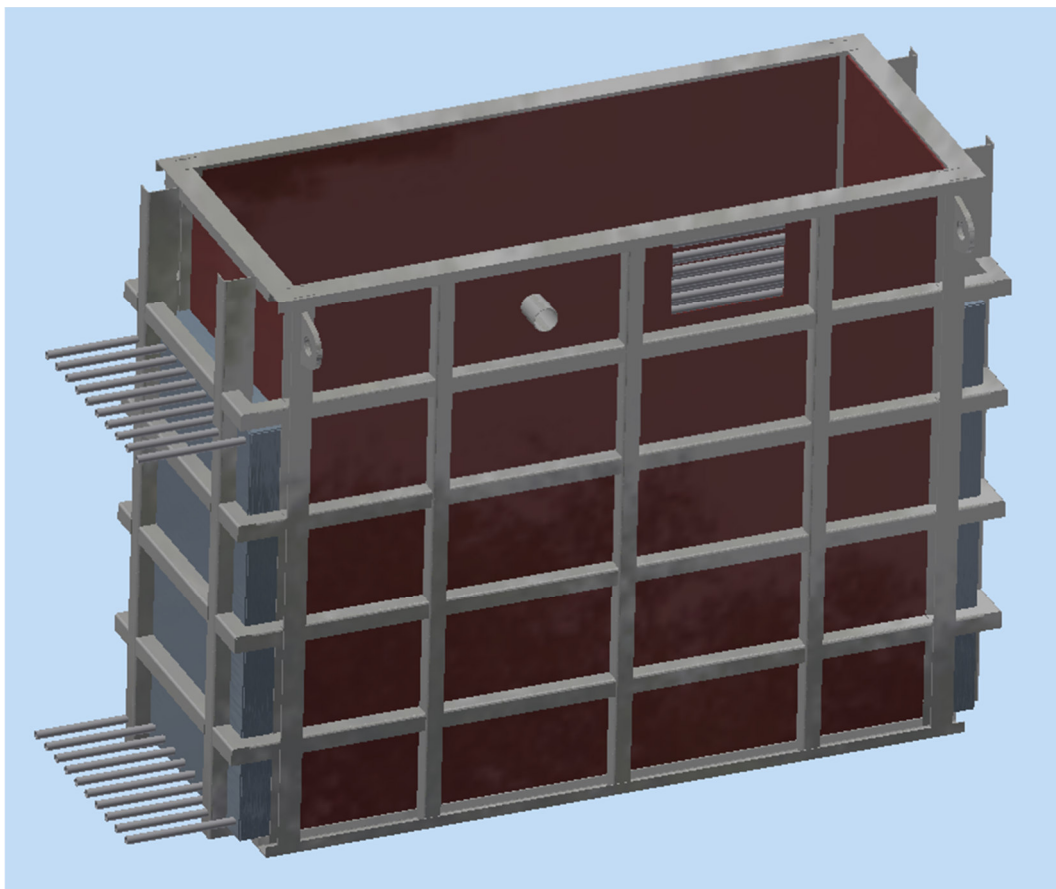
Tabulka 6 Zadání: rozměry teplosměnných ploch (2/2)

	Hodnota	Jednotka
Přehřívák P1a		
Vnější průměr trubky	38	mm
Tloušťka trubky	3,6	mm
Počet trubek v jedné řadě	10	-
Počet řad	24	-
Příčná rozteč	110	mm
Podélná rozteč	80	mm
Proudění	protiproudé	-
Zapojení přehříváku	jednohad	-
Ekonomizér E3		
Vnější průměr trubky	31,8	mm
Tloušťka trubky	3,2	mm
Počet trubek v jedné řadě	10	-
Počet řad	26	-
Příčná rozteč	100	mm
Podélná rozteč	80	mm
Proudění	protiproudé	-
Zapojení ekonomizéru	jednohad	-
Počet bloků	2	-
Ekonomizér E2		
Vnější průměr trubky	31,8	mm
Tloušťka trubky	3,2	mm
Počet trubek v jedné řadě	10	-
Počet řad	26	-
Příčná rozteč	100	mm
Podélná rozteč	80	mm
Proudění	protiproudé	-
Zapojení ekonomizéru	jednohad	-
Počet bloků	4	-

Konstrukční provedení se liší od svazků zavěšených na membránu. Trubky zde nelze zavěsit na háčky, jak tomu bylo v případě membránových stěn, ale lze s výhodou využít celé výšky kanálu jako efektivní délky trubky ve svazku. Ohyb trubek je zde realizován až mimo kanál za trubkovnicí, jak lze vidět na Obr. 4-21. Svazky umístěné v membránové stěně tímto způsobem nejsou realizovány, neboť by byla stěna tahu příliš perforována.



Obr. 4-21 Realizace trubkovnice bloků EKO



Obr. 4-20 Modul svazku EKO

Pro každý svazek je namodelován samostatný modul s trubkovnicí, která ohraničuje spalínový kanál a drží svazek v kompaktním celku. Moduly jsou tvořeny plechem o tloušťce

6 mm a vyztužujícími profily L. Na modulu je z vrchu i ze spodu vytvořena příruba, která je navařena na modul následující. Velikost modulu je dána rozměrem svazku (průměrem trubky, podélnou roztečí a počtem řad trubek) a prostorem pro realizaci kontrolního průlezu – 700 mm. Na každém modulu jsou pro dopravu a manipulaci vytvořena oka. Z důvodu čištění výměníků od nánosů popílku, které snižují přestup tepla, a tedy výkon a zároveň účinnost kotle, jsou před každým svazkem vytvořeny kruhové díry pro umístění ofukovačů.

Jednotlivé moduly byly po svém namodelování poskládány na sebe pomocí vazeb plocha-plocha (příruby) a osová rovina-osová rovina (počáteční roviny modulů Z-Y, Z-X). Takto vytvořený 4. tah byl opět pomocí stejných vazeb připojen k výstupní přírubě propojovacího spalínovodu. Výstupy ze svazků stejného bloku ohříváku byly upraveny do výstupu 90° a uvnitř kanálu byly propojeny.

4.10.2 Výsypka

Na konci 4. tahu je navržena výsypka pro odvod popílku při provozu a při ofukování teplosměnných ploch. Její výstupní tvar je navržen dle výpočtu podle normálního průtoku spalin (iteračně, až po návrhu recirkulace – viz kap. 6.4 Návrh recirkulace spalin) a místní teploty 230 °C. Doporučená maximální rychlost je pro nevyčištěné spaliny dle odborné konzultace 10 m/s. Výpočet minimálního volného průtočného průřezu kanálu:

$$F_{SP,min,výs} = \frac{\dot{V}^{skut}}{w_{SP,max}} \quad (4.35)$$

Kde $\dot{V}^{skut} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ je skutečný průtok v místě průtočného průřezu:

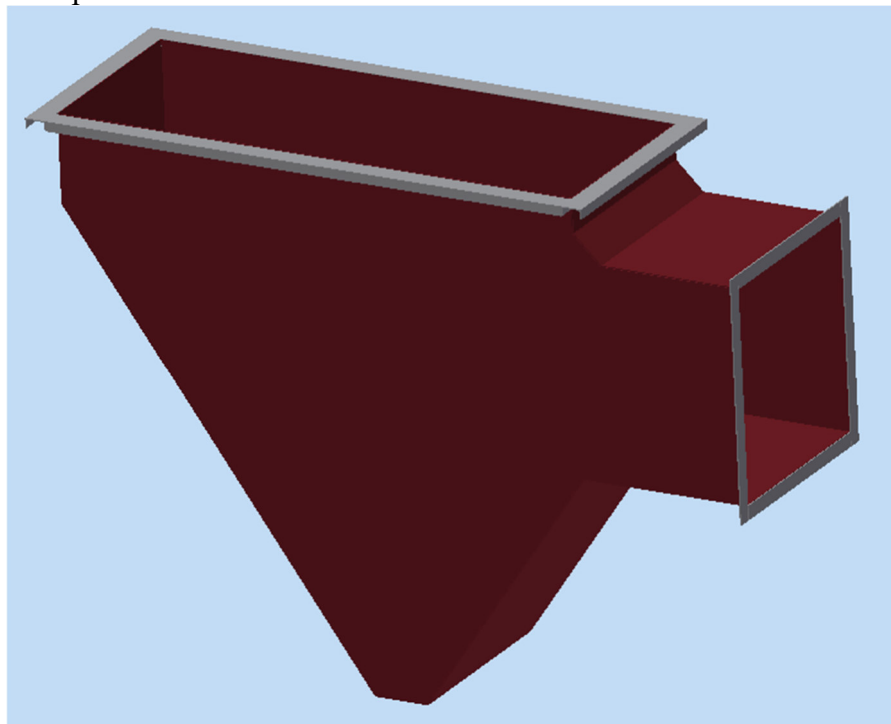
$$\begin{aligned} \dot{V}_{SP,výs}^{skut} &= \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,výs}^{stř} + 273,15}{273,15} = 25\,689 \cdot \frac{230 + 273,15}{273,15} \\ &= 47\,319,86 \frac{m^3}{h} \end{aligned} \quad (4.36)$$

Minimální průřez tedy bude:

$$F_{SP,min,výs} = \frac{47\,319,86}{10 \cdot 3600} = 1,314 \, m^2 \quad (4.37)$$

Šířka výstupního průřezu byla zvolena stejná, jako šířka 4. tahu, tedy 1,1 m a výška zvolena na 1,2 m. Byla provedena kontrola na rychlost spalin, $w_{SP,výs} = 9,95 \frac{m}{s}$, která je pod hranicí maximální rychlosti.

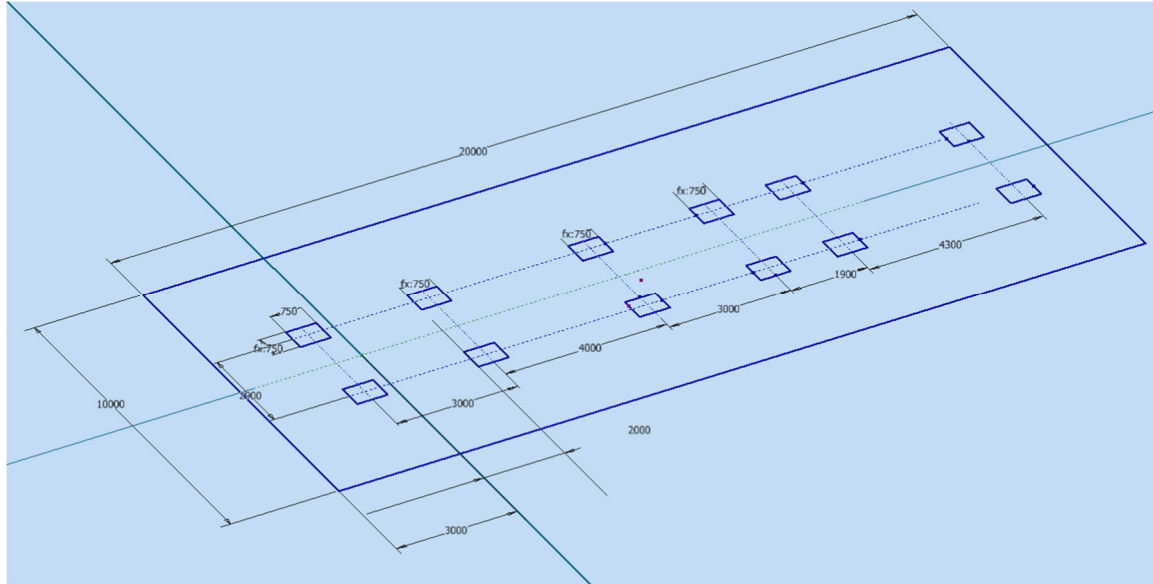
Výsypka byla modelována již jako samostatná součást – nejdříve byl vytvořen spalinový kanál vytažením ze 2D náčrtu a posléze byly vytaženy plechy o tloušťce 6 mm z rovinných ploch kanálu. Na vstupu i výstupu byly vytvořeny příruby pro připojení ke 4. tahu a k navazujícím spalinovodům.



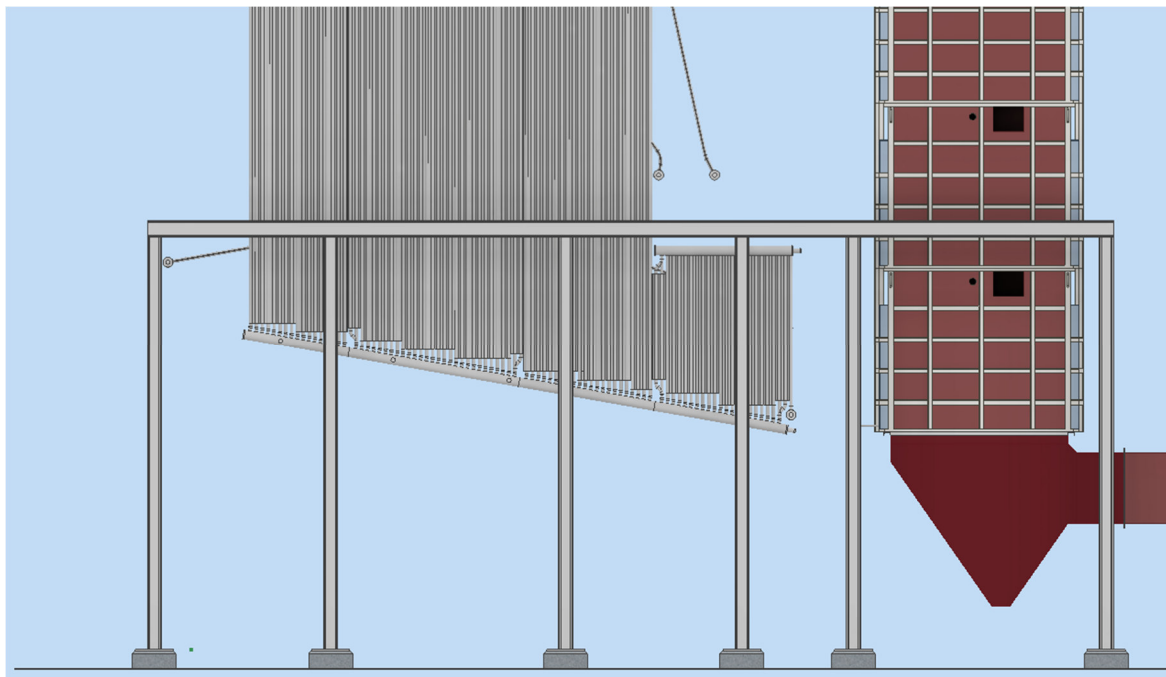
Obr. 4-22 Namodelovaná výsypka pod 4. tahem

4.11 Ocelová konstrukce a plošiny

Tlakový systém je nutné umístit do celkové dispozice kotelny a podepřít ocelovou nosnou konstrukcí. Ta nese 1. až 4. tah, bubnu a rošt. Ocelová konstrukce byla předběžně navržena z nosníků na betonových patkách dle řídicího náčrtu a poté odvozenou součástí. Skutečné provedení ocelové konstrukce určuje statik.

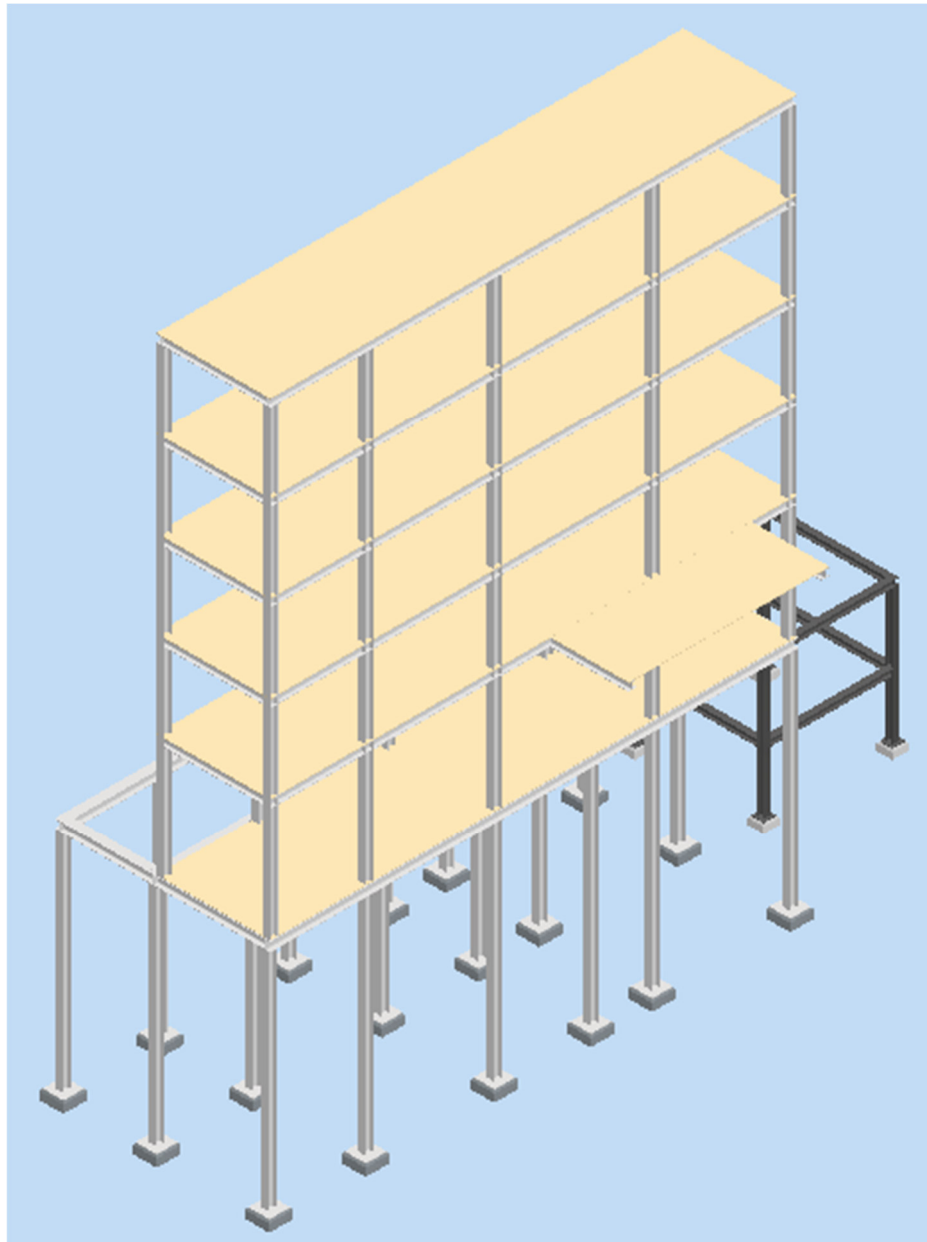


Obr. 4-24 Řídicí náčrt ocelové konstrukce pod kotel



Obr. 4-23 Ocelová konstrukce pod kotlem

K ocelové konstrukci kotle se také váží pochozí plošiny. Ty jsou navrženy pro umožnění přístupu k průřezům do kotle, k ovládání armatur, případně hořáků a dalších technologií. Pro přístup k průřezům byla vytvořena patra vždy 800 mm pod průřezem mezi svazky ohříváků vody. Vrchní plošina byla vytvořena vytažením plochy z náčrtu definovaném na konci nosníku. Další patra byla vytvořena obdélníkovým polem.



Obr. 4-25 Plošiny kolem kotle tvořené pororošty

5 Redukce emisí

Fyzickým výstupem z kotle je prvořadě požadovaná pára o dané teplotě a tlaku. Jsou to však také spaliny, dle druhu paliva pevná nevyhořelá složka (struska, škvára, popel, popílek) a dále odluh, odkal, kondenzát, odvodušnění a kondenzát ve vzorkovací stanici. Nejvíce okolní prostředí ovlivní spaliny, které by z kotle vyšly přímo do ovzduší. Vypouštět je na přímo však není možné, jelikož to zakazuje zákon č. 201/2012 Sb, o ochraně ovzduší. Emisní limity jsou dány pro přesně definované druhy provozů vyhláškou č. 415/2012 Sb. o přípustné úrovni znečišťování. Konkrétní limity pro spalovny odpadů v případě kontinuálního měření jsou vidět na Obr. 5-1:

Znečišťující látka	Emisní limit ¹⁾ [mg.m ⁻³]			
	Denní průměr	Půlhodinové průměry		10 minutový průměr
		97%	100 %	95%
TZL	10	10	30	
NO _x	400 ²⁾ 200	200	400	
SO ₂	50	50	200	
TOC	10	10	20	
HCl	10	10	60	
HF	1	2	4	
CO	50		100 ³⁾	150 ³⁾

Obr. 5-1 Emisní limity pro spalovny odpadů [31]

Na každém kotli je proto několik mechanismů, jak emise redukovat. Jsou rozděleny podle časové souslednosti a jednoduchosti provedení na primární a sekundární.

5.1 Primární

Primární mechanismy redukce emisí jsou obsaženy již v návrhu kotle samotném. Jejich vlastností je, že předcházejí tvorbě škodlivin pomocí správného navržení spalovacího procesu.

5.1.1 TTT

Nejjednodušším mechanismem zamezení tvorby škodlivin je pravidlo tří té vycházející z anglického označení:

- Temperature = teplota, konkrétně 850 °C, je dostatečná teplota pro zničení PCDD a PCDF², což jsou silně karcinogenní sloučeniny vznikající při spalování organických látek obsahujících chlór [17]
- Time = čas, konkrétně 2 sekundy, na dané teplotě (850 °C)
- Turbulence = turbulence

Udržení spalin při teplotě 850 °C po dobu dvou sekund je nutná podmínka pro provoz stacionárních zdrojů tepelně zpracovávajících odpad. V případě, že je spalován nebezpečný odpad s obsahem chloru vyšším než 1 %. Musí tato teplota být minimálně 1 100 °C. Tyto podmínky určuje vyhláška 415/2012 Sb. O přípustné úrovni znečišťování [31]. Pro zajištění dostatečné teploty po dobu dvou sekund je do SK umístována vyzdívka. Ta je aplikována na celou membránovou stěnu až do výše okna před obratem do druhého tahu. Snižuje součinitel přestupu tepla mezi spalinami a médiem v trubkách membránové stěny a zabraňuje tak příliš rychlému ochlazení spalin. Pro

² PCDD = polychlorované dibenzodioxiny; PCDF = polychlorované dibenzofurany

vyzdívku se dle [13] používají například šamotové cihly, žárobetony a další keramické materiály. Šamotové tvarovky se také využívají ke stavbě kleneb roštu.

Každý kotel se navrhuje na několik návrhových stavů, které jsou určeny výkonem. Pro dosažení nejnižšího návrhového stavu je nutné kotel tzv. najet. V tom okamžiku je potřeba zapálit palivo na roštu, ale zároveň dodržovat pravidlo teploty. Proto se přidává nad rošt z boční strany hořák, který slouží k zapálení paliva a okamžitému spalování prchavé hořlaviny. V případě této práce bude umístěn z boční stěny automatický plynový monoblokový hořák APH-M 04 PZ o výkonu 1,1 MW [22]. Další stavy, při kterých není zajištěna dostatečná teplota plamene, se nazývají jako nenávrhové. Pokles teploty nastává zejména v případě špatného složení paliva, tedy při spalování paliva s jiným složením, než na které je kotel navrhován. Negativní důsledky na teplotu má zejména nižší obsah hořlavých složek (C, H, S, N, O) a vyšší vlhkost v palivu, která brání rychlému vysoušení paliva a výhřevnost paliva je poté nedostatečná. Pro zajištění dostatečné teploty i v tento okamžik je do kotle přidáván stabilizační hořák, který je umístěn také nad rošt, ale až za 2° vzduch. Stabilizační hořák je navržen identický s pomocným.

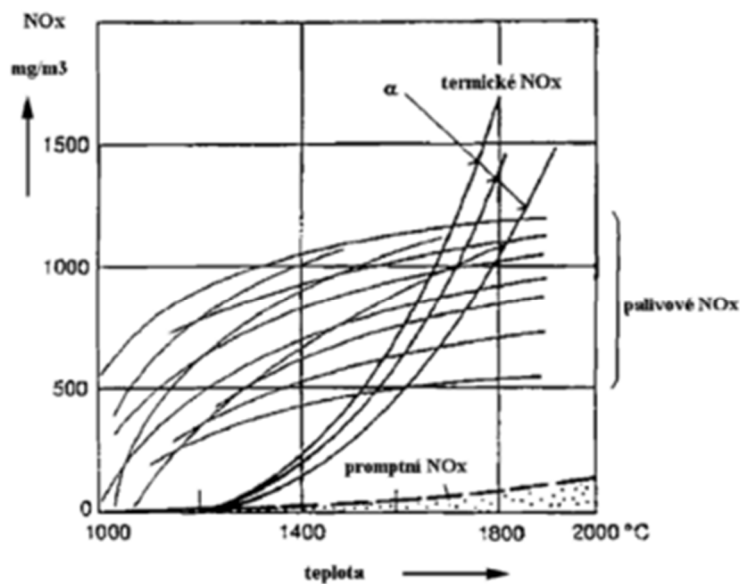
Turbulenci ve spalovací komoře zajišťuje sekundární vzduch umístěný nad klenbu do šikminy membránové stěny. Přesné umístění a natočení trysek sekundárního vzduchu určuje odborná firma dodávající rošt.

5.1.2 Přebytek vzduchu

Při nedokonalém vyhoření paliva mohou vznikat nežádoucí emise. Spalování paliva s větším množstvím, než je minimální potřeba spalovací vzduchu pro dokonalé spálení paliva je zajištěno promíchání veškeré hořlaviny s kyslíkem a její oxidace. Přebytek vzduchu je vyjádřen součinitelem přebytku vzduchu α [-].

5.1.3 Recirkulace spalin

Recirkulace spalin je další z možností, jak již ve spalovací komoře zamezit vzniku některých nežádoucích emisí. Dle [13] je recirkulace spalin využita k sušení paliva a zároveň ke snížení teploty nechlazeného plamene a zabránění tak tvorbě termických NO_x . Dle diagramu na Obr. 5-2 je vidět, že je vhodné se pohybovat s teplotou hoření kolem 1100-1200 °C, aby nedocházelo k tvorbě termických NO_x .



Obr. 5-2 Podíl druhu NO_x podle teploty hoření [27]

V případě RDF snížení teploty nechlazeného plamene také omezuje nalepování popílku na stěnu spalovací komory. V praxi slouží recirkulace při minimálním výkonu kotle pro zvětšování objemu spalin k zajištění dostatečných rychlostí spalin a tím požadovaného přestupu tepla.

5.2 Sekundární

Dalšími možnostmi, jak redukovat emise, jsou přidávané technologie za výstup spalin z kotle a jsou označovány jako čištění spalin.

5.2.1 SNCR a SCR

Selektivní nekatalytická redukce a katalytická redukce jsou metody sloužící ke snížení obsahu emisí NO_x ve spalinách. Obě jsou založeny na dávkování čpavku (NH_3) nebo močoviny (NH_2) do proudu spalin. Ve spalinách dojde k redukci NO na dusík a vodu. SNCR je silně závislá na teplotě, avšak při teplotách 800-1000 °C probíhá tak rychle, že není nutné katalyzátoru. SCR používá pro redukci jako katalyzátoru látku, která do reakce vstoupí, ale neúčastní se jí. Většinou jde o těžké kovy, a proto bývá katalyzátor drahý. [25]

5.2.2 DeSO_x

Odstraňování oxidů síry ze spalin může probíhat třemi způsoby:

- Suchá metoda odsiřování je založena na dávkování suchého absorbentu (jako je vápenec, soda, nebo aktivní uhlí). Dávkovat se může buď přímo do paliva, nebo do spalin v libovolném místě spalovacího procesu.
- Polosuchá metoda – jako absorbentu je využíváno rozstříkované vápenné mléko, které se po vysušení ze spalin odstraňuje pomocí filtru.
- Mokrý metoda – využívá alkalických sloučenin jako je vápno, nebo vápenec, kterými jsou sprchovány procházející spaliny. Koncový produkt, tzv. energosádrovec může být následně využit ve stavebnictví. [25]

5.2.3 Aktivní uhlí

Aktivní uhlí slouží jako adsorpční = zachycovací materiál ke snižování především obsahu rtuti ve spalinách.

5.2.4 Mechanické čištění

Snížení obsahu TZL, tedy tuhých znečišťujících látek, ve spalinách lze dosáhnout mechanickým čištěním. Lze využít různých fyzikálních dějů, jejichž cílem je zastavit a odloučit TZL, tedy popálek:

- Tkaninový filtr – staví do cesty částicím spalin tkaninu o určité velikosti ok, které způsobují srážky TZL s tkaninou a usazování částic. Tkaninový filtr je nutné po určitém časovém intervalu odprášit.
- Elektro-odlučovač – sestává ze dvou částí: v první části nabitě mříže elektricky nabijí částice spalin a ty jsou v druhé části odlučovače přitahovány ke mřížím s opačným nábojem. Po určitém časovém intervalu je také nutné oklepat usazovací mříže.
- Cyklony – fungují na základě setrvačnosti pevných částic v plynu. Spaliny jsou zavedeny tečně do kruhového cyklonu a pevné částice jsou vlivem odstředivých sil natlačeny na stěnu cyklonu, čímž snižují svoji kinetickou energii, až vypadnou spodní výsypkou.
- Scrubbery – funguje jen pro smáčivé prachové částice, které jsou při průchodu aktivní zónou sprchovány vodou a vlivem zvýšené hmotnosti padají do sběrnice. Před odchodem plynu ze scrubberu je nutné jej odvlhčit. [25]

5.3 Volba mechanismů čištění spalin

Pro účely této práce je pro snížení obsahu NO ve spalinách zařazena do spalovací komory selektivní nekatalytická redukce, jelikož je levnější než SNCR. Pro čištění spalin od popílku je zvolen tkaninový filtr, jelikož nepotřebuje přídavný zdroj energie (jako třeba elektrodlučovač). Pro účely snížení obsahu oxidů síry a rtuti je za 4. tah umístěn reaktor s dávkováním absorpčního činidla na bázi vápence a aktivního uhlí do proudu spalin.

6 Návrh zákotlí

Sekundární redukce emisí probíhá především mimo spalovací komoru a následující tahy s výměníky. Jako označení navazujících spalinovodů a technologií se vžilo „zákotlí“. Pro účely této práce zákotlí začíná na přírubě 4. tahu (tedy až za výsypkou a změnou směru proudu spalin). Do zákotlí tedy spadá:

- Reaktor
- Filtr
- Ekonomizér E1³
- Spalinový ventilátor
- Ventilátor recirkulačních spalin
- Komín
- Propojovací spalinovody mezi výše zmíněnými
- Pomocné ocelové konstrukce zákotlí a kompenzátory

Detailní návrh reaktoru a spalinového textilního filtru provádějí specializované firmy. Jejich požadovaným vstupem jsou parametry spalin vystupující z kotle (tedy objemový průtok, teplota spalin, prvkové složení, objemové podíly) a požadované výstupní garantované parametry (dle normy pro povolené množství TZL, NO_x, SO_x). Výstupem specializované firmy jsou poté rozměry samotných technologií, jejich data-sheety, zatížení patek a další (požadované výstupy jsou stanoveny objednavatelem ve smlouvě). Pro účely této práce nebudou tato zařízení poptávána, ale na základě předchozích projektů ve firmě PBS budou pouze poměrově zmenšeny/zvětšeny modely těchto zařízení (na základě porovnání skutečných objemových průtoků spalin a závislých průtočných průřezech).

6.1 Návrh ekonomizéru E1

Ekonomizér E1 slouží pro dochlazení spalin a prvotní přehřev napájecí vody. Jelikož je umístěn již za čištěním spalin (reaktorem i filtrem), spaliny neobsahují velké množství pevných částic, které způsobují otěr a zanášení. Z toho důvodu je pro větší intenzifikaci přestupu tepla ekonomizér E1 realizován jako žebrovaný výměník.

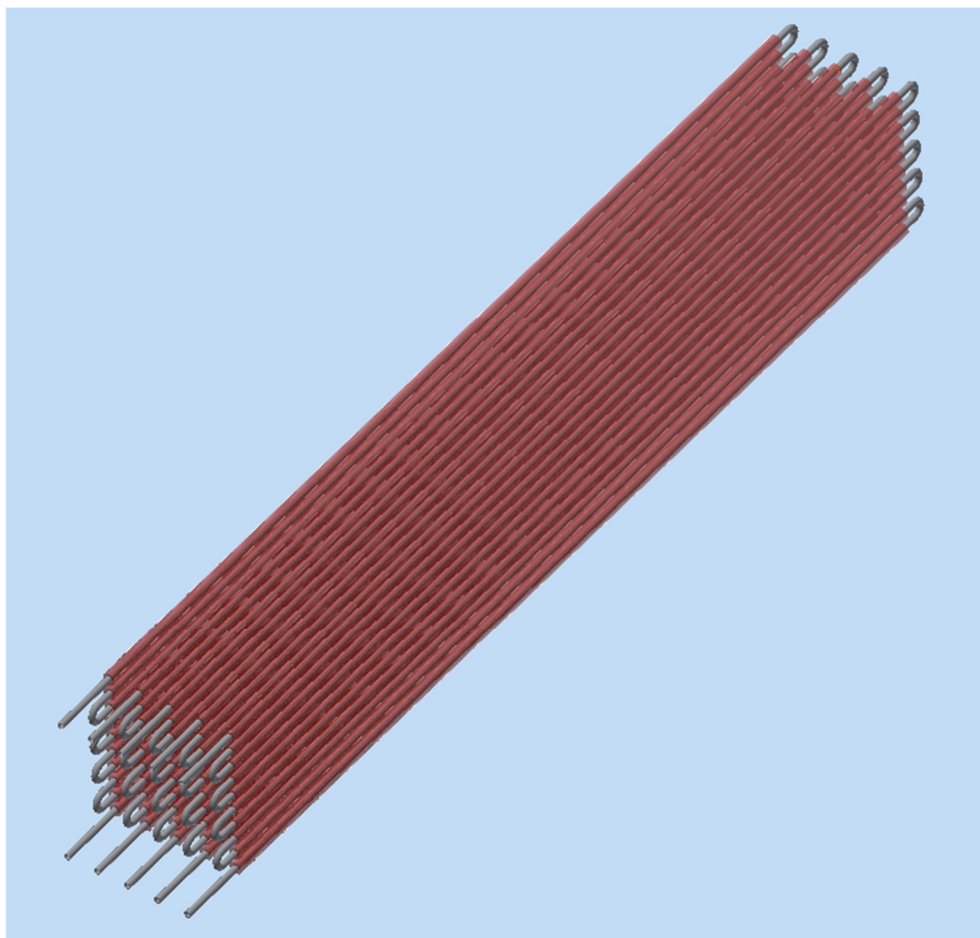
Modelování svazku proběhlo podle formuláře iLogic. Následně bylo vytvořeno žebro vytažením mezikruží a poté byl tento model žebra zmnožen obdélníkovým polem na zbylé trubky svazku (viz Obr. 6-2). Jelikož je svazek realizován vystřídaně, bylo nutné vytvořit dva stejné svazky, které byly do sestavy modulu E1 vloženy samostatně.

Tloušťka trubkovnice je navrhovaná s ohledem na tloušťku a rozteč žeber. Dle konzultace je dobré, aby alespoň dvě žebra ležela na trubkovnici. Počet žeber na 1 m délky trubky je 250, tedy mají rozteč 4 mm. Aby obě celá žebra s tloušťku 1 mm ležela na trubkovnici, její tloušťka je navržena následovně:

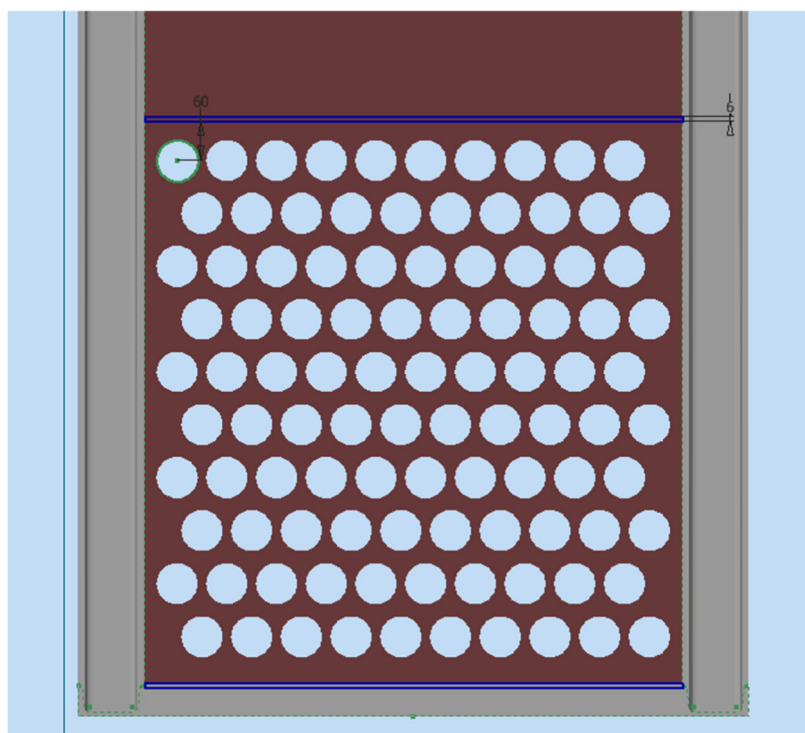
$$t_{trubkovnice} = 2 \cdot (s_z + t_z) = 2 \cdot (4 + 1) = 10 \text{ mm} \quad (6.1)$$

Trubkovnice byla modelována vysunutím z plochy. Na vysunutém 10 mm plechu byl vytvořen náčrt, z něhož byla metodou „rozdíl“ vytažena kružnice o průměru trubky + 2 x hz. Tato díra byla následně obdélníkovým polem zmnožena (viz Obr. 6-1). K ose dvou sousedících děr bylo posléze možné zavazbit vytvořený svazek s žebry. Při návrhu modulu bylo nutné myslet na prostor pro průlez a ofukovač. Každý modul je proto o 700 mm větší, než svazek.

³ Z funkčního hlediska je součástí tlakového systému kotle v okruhu voda-pára, ale jelikož se nachází v prostoru zákotlí, z hlediska dispozičního a projekčního návrhu je popsán až v této kapitole (6 Návrh zákotlí).



Obr. 6-2 Polovina svazku E1



Obr. 6-1 Trubkovnice pro vystřídané žebrované trubky E1

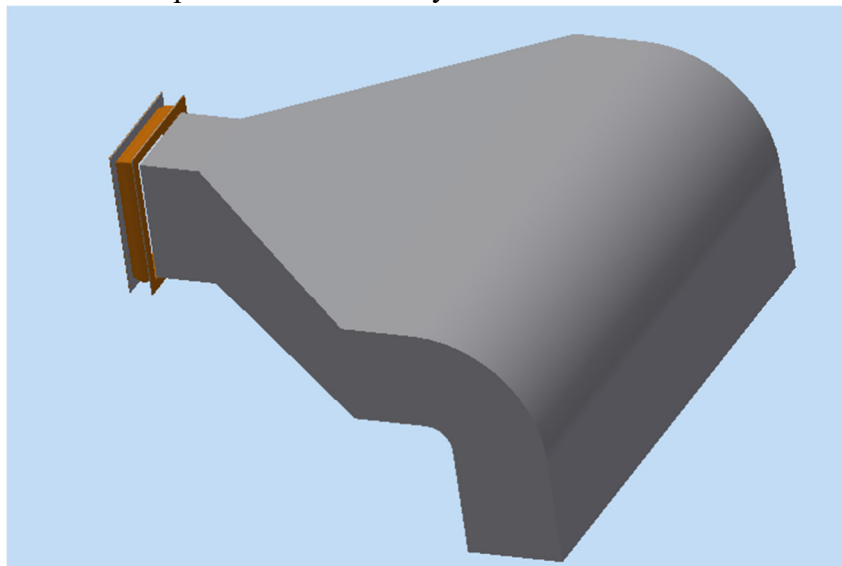
6.2 Návrh propojovacích spalínovodů

Po umístění jednotlivých zařízení zákotlí a jejich podpůrných ocelových konstrukcí do modelu byl proveden dispoziční návrh propojovacích spalínovodů. Z hlediska tlakových ztrát a rozložení proudu spalin by bylo ideální liniové umístění všech technologií od spalovací komory kotle až ke spalínovému ventilátoru a komínu. To však většinou z dispozičního hlediska není možné – ovlivňujícími faktory jsou například místní komunikace, stávající budovy, stávající ocelové konstrukce, potrubní lávky a další. Pro účely této práce však nejsou dána žádná omezení a je možné všechny technologie umístit liniově bez nadbytečných ohybů spalínovodů. Teprve po předběžném spočtení tlakových ztrát a poptání jednotlivých technologií (reaktor, tkaninový filtr, spalínový ventilátor, ventilátor reci-spalin) je možné na základě obdržných nabídek od dodavatelských firem přesně zmodelovat jejich velikosti a připojovací místa. Návrh propojovacích spalínovodů tedy v praxi probíhá iteračně v kooperaci s dodavateli technologií.

Vstupním parametrem pro návržení propojovacích spalínovodů je normální objemový průtok spalin a teplota v daném místě, pro které je aktuálně spalínovod navrhován. Normální objemový průtok byl spočítán v kapitole 4.2 Spaliny a teploty jsou dány ze zadání. Na základě těchto parametrů je možné spočítat skutečný objemový průtok. Dalším určujícím parametrem rozměrů propojovacích tras je maximální povolená rychlost spalin – na základě konzultace byla zvolena maximální rychlost pro nevyčištěné spaliny 10 m/s a pro vyčištěné spaliny 15 m/s. Maximální rychlost spalin se zadává především pro omezení broušení stěn spalínovodů tuhými částicemi spalin. Hranice pro vyčištěné spaliny bude v případě příliš vysokých tlakových ztrát, které rostou s kvadrátem rychlosti, snížena na cca 12-13 m/s.

Reaktor nebyl poptán, a proto bylo možné si tvar výstupního spalínovodu zvolit ideálně dle navazujících zařízení. Tvar byl zvolen s ohledem na vstupní kanál do filtru. Šířka kanálu byla zachována: $b = 800$ mm a výška spalínového kanálu doložena podle skutečného objemového průtoku spalin v daném místě (pro teplotu 225 °C). Osa vstupu do filtru byla však pod úrovní osy výstupního spalínovodu z reaktoru. Z toho důvodu byl navržen přechod mezi výstupem z reaktoru a vstupem do filtru, který vyrovnal osovou výšku kanálů a zredukoval výšku kanálu na přírubu filtru.

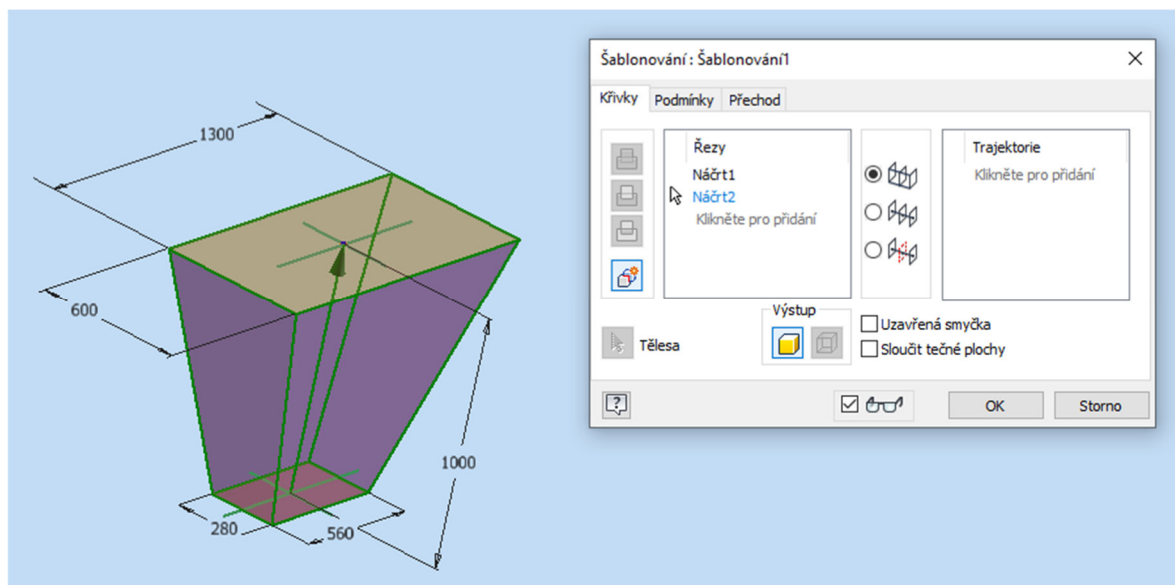
Pomocí propojovacího spalínovodu mezi filtrem a ekonomizérem E1 bylo nutné změnit průřez kanálu zcela, neboť rozměry kanálu v E1 byly dány: 4,5 m x 0,8 m. Snahou byla redukce průřezu na co nejdelším úseku, aby úhel šikmých stěn nebyl vyšší než 45°. Výsledný koncepční propojovací spalínovod s kompenzátorem umístěným na filtru:



Obr. 6-3 Propojovací spalínovod do E1

Za propojovací spalínovod byl umístěn modul ekonomizéru E1 a následně znovu propojovací spalínovod, velmi podobný uvedenému na Obr. 6-3. Následuje stup do spalínového ventilátoru: dle odborné konzultace bývá na vstupu do ventilátoru rychlost spalin do 50 m/s = podle toho byl zvolen průměr vstupní příruby na ventilátoru na 540 mm. Pro dispoziční návrh bylo využito modelu spalínového ventilátoru ze staršího projektu PBS a poměrově k průměru sání byl tento ventilátor zmenšen.

Výstup ze spalínového ventilátoru byl daný rozměrem výstupního otvoru na ventilátoru: 280x560 mm. Následuje redukce do průřezu, který je dimenzován na normální průtok spalin a teplotu za ventilátorem (150 °C): 600 mm x 1 300 mm.



Obr. 6-4 Redukce za spalínovým ventilátorem

V praxi je délka redukce korigována požadovanými tlakovými ztrátami a stává se tedy, že se modeluje iteračně a její délka se mění podle potřeb po aerodynamickém výpočtu kotle (viz kapitola 7.4 Aerodynamický výpočet). Pro potřeby modelování byl přechod vytvořen pomocí šablonování a je tedy plný. Za redukcí ze spalínovodu následuje ohyb do horizontální roviny a spalínovod do komína. Po navržení propojovacího spalínovodu bylo rozhodnuto, že bude před komín umístěn kompenzátor pro kompenzaci teplotních dilatací (spalínovod má stále 150 °C) a na základě daného návrhu vymodelováno (rozdělením náčrtu trasy) místo na kompenzátor.

6.3 Návrh komína

Návrh komína je specifická činnost pouze pro nová zařízení. V případě realizace projektu do již stávající technologické zástavby je s výhodou využíváno již stojících komínů. Jejich výška, stejně jako výška nových komínů je dána rozptylovou studií. Na základě odborné konzultace byla zvolena výška komína 30 m. Průřez komína byl na základě maximální rychlosti spalin 25 m/s pro odchozí teplotu spalin 150 °C spočten na 800 mm. Tloušťka komínu zvolena 300 mm – jeho návrh je však v praxi na odborné firmě.

6.4 Návrh recirkulace spalin

Dle odborné konzultace bylo z důvodu zabránění tvorby termických NO_x a snížení pravděpodobnosti nalepování popílku na stěnu spalovací komory a výhřevné plochy navrženo množství recirkulace spalin na 35 % z nominálního množství spalin (spočteno v kap. 0

Spaliny):

$$\dot{V}_{SP,reci}^{norm} = r \cdot \dot{V}_{SP,nom}^{norm} \quad (6.2)$$

$$\dot{V}_{SP,reci}^{norm} = 0,35 \cdot 19\,029 = 6\,660 \frac{Nm^3}{h} \quad (6.3)$$

Výsledné množství spalin proudící kotlem (využito při aerodynamickém výpočtu kotle, viz níže) je dáno součtem nominálního množství spalin a recirkulace:

$$\dot{V}_{SP}^{norm} = \dot{V}_{SP,nom}^{norm} + \dot{V}_{SP,reci}^{norm} = 19\,029 + 6\,660 = 25\,689 \frac{Nm^3}{h} \quad (6.4)$$

Vliv recirkulace vhodně demonstruje porovnání teploty nechlazeného plamene při 0 % recirkulace a při 35 % recirkulace. Dle odborné konzultace pro hodnoty zadání této práce dosahuje teplota nechlazeného plamene pro provoz bez recirkulace hodnoty 1 550 °C a při 35 % recirkulaci jen 1 230 °C. Cirkulace je tedy vhodná pro snížení tvorby termických NO_x.

Kanál recirkulace je navržen pro maximální rychlost spalin 15 m/s o teplotě 150 °C. Výška je navržena na 500 mm a šířka na 400 mm. Modelování vycházelo ze 3D náčrtu následným tažením po křivce.

Reci ventilátor žene spaliny zpět do spalovací komory. V praxi volba odběrného místa vychází z dispozice. Volí se ekonomicky výhodnější varianta – do ekonomické bilance vstupuje cena ventilátoru (která je vázána na velikost a výkon ventilátoru) oproti ceně potrubí spalínovodu (záleží na délce a složitosti potrubí – s růstem množství materiálu a prefabrikovaných dílů roste cena). V případě zařazení ventilátoru reci spalin až za výtlak spalínového ventilátoru může být výkon reci ventilátoru nižší, neboť tlak vytvořený spalínovým ventilátorem může pokrýt tlakovou ztrátu mezi ním a reci ventilátorem. V případě nízké tlakové ztráty v tomto úseku se může stát, že v bodě umístění reci ventilátoru bude přetlak, který pomáhá reci ventilátoru v cirkulaci spalin jeho výtlakem zpět do kotle. Z tohoto důvodu je v této práci reci ventilátor zařazen až za spalínový ventilátor, aby bylo s výhodou využito jeho výkonu. Reci ventilátor je zařazen po trase k roštu a před roštem je kanál reci spalin zaústěn do výtlaku primárního spalovacího vzduchu pro vytvoření homogenní směsi před vstupem pod rošt.

7 Pomocná zařízení

Pro správné fungování parního kotle je nutné navrhnout některá pomocná zařízení. Pro účely této práce se pomocnými zařízeními myslí ventilátory spalin a vzduchu se svými potrubními trasami a čerpadla napájecí vody se svými trasami. Výčet pomocných zařízení kotle, bez kterých by nebyl provoz možný je sáhodlouhý – od jednoduchých ventilů, přes řízené ventily, klapky, pojišťovací ventily, expandéry, tlumiče hluku, až po měření tlaku, teploty, emisí či vzorkovací stanice nebo samotný řídicí systém kotle. Návrhem všech těchto zařízení se zabývají inženýrské společnosti s velkým množstvím zaměstnanců po dlouhou dobu. Proto byl z časového a rozsahového hlediska vybrán návrh jen těch základních, zmíněných v úvodu odstavce.

7.1 Vzduchovody

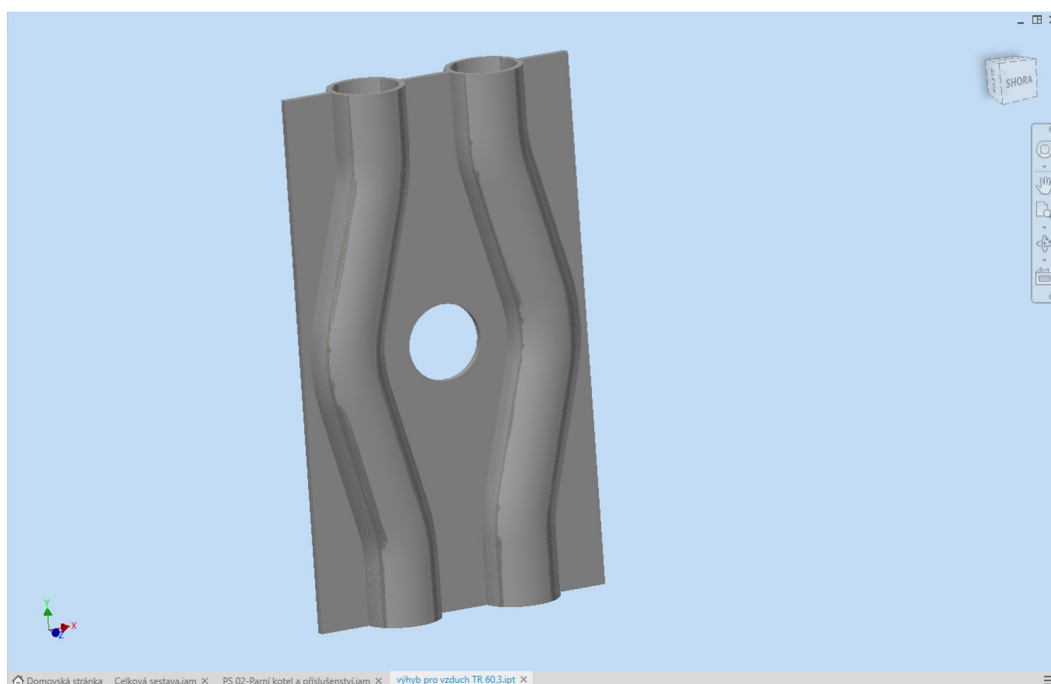
Primární vzduchu vstupuje pod palivo skrze roštnice roštu. Návrh roštu není předmětem této práce není, a proto je vzduch jen schematicky zaveden do bočních stěn v místech roštu.

Pro určení tvaru tras vzduchovodů bylo nutné schematicky navrhnout kotelnu. Její tvar byl poté vstupním údajem pro modelování sání vzduchových ventilátorů, neboť sání vzduchu je rozděleno na dvě trasy – jedna začíná za hranicí kotelny, protože saje vzduch venkovní.

7.1.1 Návrh výtlaku 1° a 2° vzduchu

Primární vzduch je schematicky zaveden pod rošt dohromady s recirkulovanými spalinami. Pro teplotu směsi 71,14 °C, hmotnostní průtok směsi 21 786,23 kg/h a hustotu směsi 1,053 kg/m³ je určen průřez spalinovodu na vstupu do roštu na 1 200 mm x 400 mm. Návrh trasy byl proveden pomocí 3D náčrtu a následného tažení obdélníkového průřezu po křivce. Trasa začala redukcí z primárního ventilátoru, byla zahnuta směrem k roštu a po připojení recirkulovaných spalin byla zaveden obloukem a rovným úsekem pod rošt (mezi nosníky ocelové konstrukce kotle).

Zavedení sekundárního vzduchu do spalovací komory je navrženo z přední a zadní stěny SK. Vstup do SK je realizován pomocí trysky, pro kterou je vytvořen výhyb trubek v membránové stěně – jako samostatná součást:



Obr. 7-1 Výhyb trubek membránové stěny pro trysku (2D)

Počet trysek a rozmístění v membránové stěně udává výrobce roštu, který umístěním trysek sekundárního vzduchu zajišťuje dostatečné promíchání vzduchu s prchavou hořlavinou pro zajištění jejího vyhoření. Rošt poptán nebyl, a proto byla pro potřeby práce podle [21] zvolena maximální rychlost vzduchu v trysce 50 m/s a dle předchozích projektů PBS průřez přívodní trubky vzduchu 60,3 mm. Na základě teploty sekundárního vzduchu 20 °C, normálního množství spalovacího vzduchu $\dot{V}_{VV}^{norm} = 17\,143,38 \frac{Nm^3}{h}$ a poměrného množství 40 % z celkového spalovacího vzduchu byl spočten minimální počet trysek:

$$p_{tr,min} = \frac{\dot{V}_{VV,20}^{skut}}{w_{max,tr} \cdot S_{tr,tr}} \quad (7.1)$$

Kde $\dot{V}_{VV,20}^{skut} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ je skutečný objem sekundárního vzduchu, $w_{max,tr} \left[\frac{m}{s} \right]$ a $S_{tr,tr} [m^2]$ je průtočný průřez trysky. Skutečný objem sekundárního vzduchu je dán teplotou vzduchu a poměrným množstvím z celkového spalovacího vzduchu:

$$\dot{V}_{VV,20}^{skut} = 0,4 \cdot 17\,143,38 \cdot \left(\frac{20 + 273,15}{273,15} \right) = 7\,359,45 \frac{m^3}{h} = 2,044 \frac{m^3}{s} \quad (7.2)$$

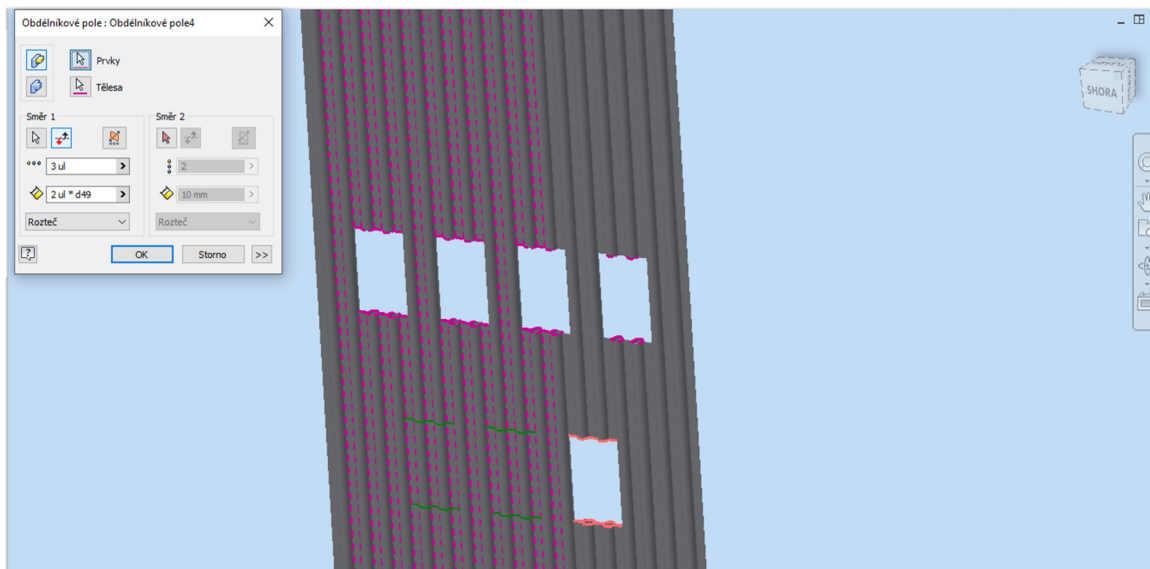
Průřez trysky:

$$S_{tr,tr} = \frac{\pi \cdot 0,0603^2}{4} = 0,002856 m^2 \quad (7.3)$$

Minimální počet trubek tedy bude:

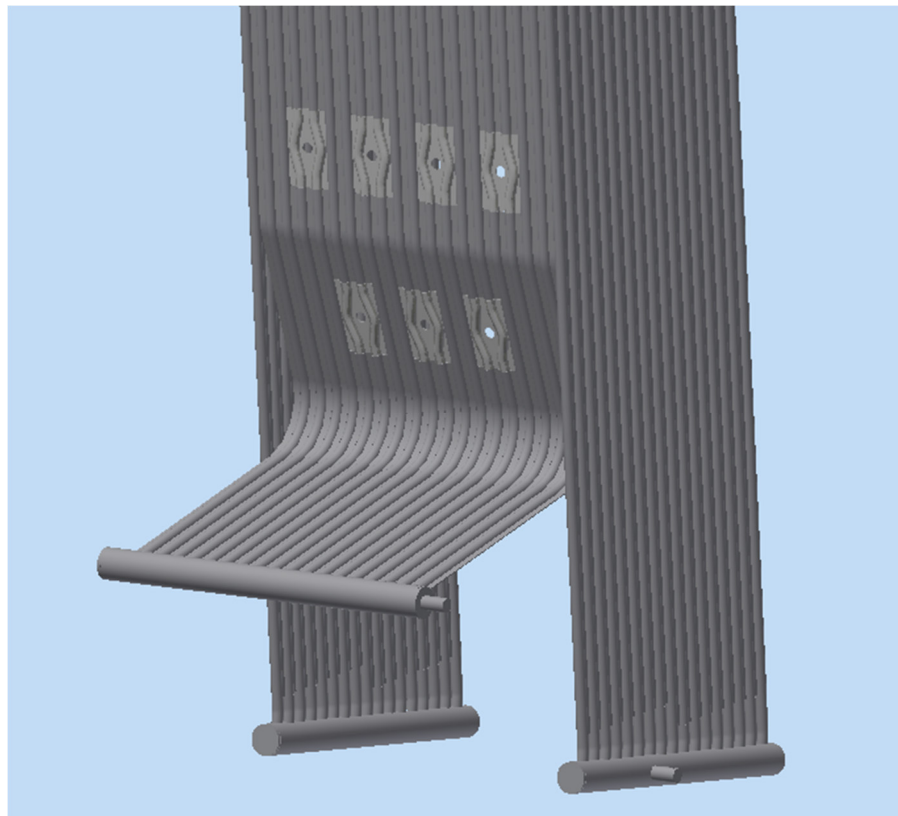
$$n_{tr,min} = \frac{2,044}{50 \cdot 0,002856} = 14,314 \quad (7.4)$$

Skutečný počet trubek by měl být ve skutečnosti vyšší, aby nebyla překročena maximální dovolená rychlost v tryskách. Jelikož však není přesně znám důvod rychlostního omezení na 50 m/s, je zvolen počet trysek 14 pro vhodnější dispoziční uspořádání trubek na stěnách SK. Umístění trysek bylo zvoleno na základě odborné konzultace ve dvou řadách nad sebou. Modelování bylo provedeno pomocí vysunutí obdélníku o rozměrech výhybu pro trysku



Obr. 7-2 Vytvoření místa pro vložení výhybů pro trysky

s parametrem odečtení od těles (trubek a praporků membránové stěny). Obě řady pro vložení výhybů byly následně vytvořeny pomocí obdélníkového pole (viz Obr. 7-2). Výhyby pro trysky byly v nadřazené sestavě vloženy do prázdných míst pomocí vazeb osa trubky výhybu – osa trubky membránové stěny a vazeb plocha trubky výhybu – plocha trubky membránové stěny s 2 mm mezerou pro zrealizování svaru:



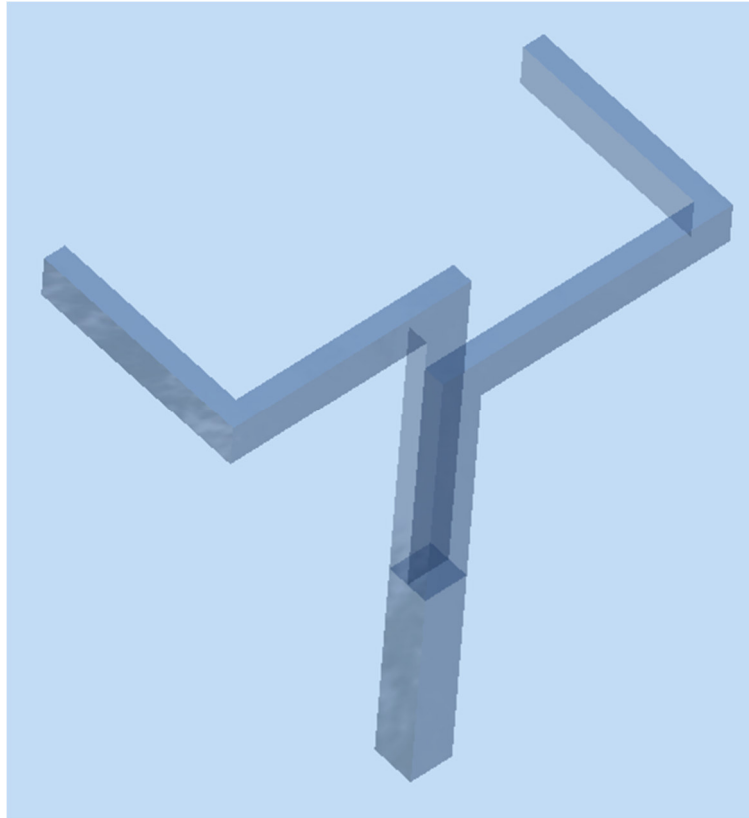
Obr. 7-3 Umístění výhyby pro trysky 2° vzduchu (přední stěna)

Pro trasu přivedení sekundárního vzduchu k tryskám přední i zadní stěny bylo nutné umístit počátek trasy. Jelikož model skutečného ventilátoru je v praxi přístupný až po jeho poptání, pro návrh trasy musí být do modelu umístěn model z jiného projektu, pouze poměrově změněn. Stejný přístup byl použit při návrhu trasy vzduchů v této práci a nejprve do modelu umístěny referenční ventilátory primárního i sekundárního vzduchu. Na sání ventilátoru je uvažována maximální rychlost 50 m/s dle odborné konzultace (viz návrh propojovacích spalínovodů v kapitole 0), podle ní jsou zvoleny vstupní průměry: 323,9 mm pro primární vzduch a 273 mm pro sekundární vzduch.

Zbytek rozměrů ventilátorů byl poměrově změněn. Při jejich umístění muselo být myšleno na umožnění obslužnosti a možnosti výměny motorů ventilátorů. Zároveň muselo být bráno v potaz budoucí vypracování PBŘ, tedy požárně bezpečnostní řešení stavby, a zajistit kolem ventilátorů na základě vyhlášky č. 23/2008 Sb. o technických podmínkách požární ochrany staveb únikovou cestu. Dle normy ČSN 73 0802 o požární bezpečnosti nevýrobních objektů je minimální šířka únikové trasy 550 mm. [9]

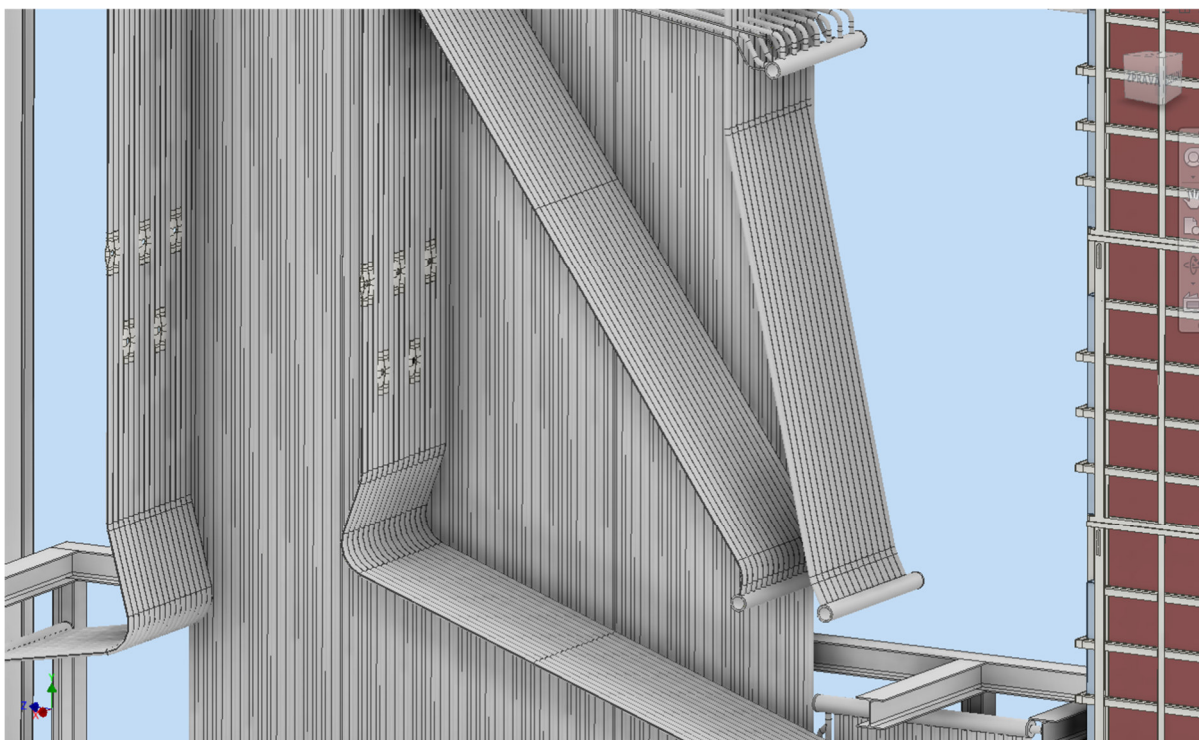
Trasa sekundárního vzduchu byla vytvořena jako 3D náčrt. Návrh trasy sekundárního vzduchu začíná na výtlaku ventilátoru, kam je nutné umístit redukci na požadovaný vypočtený rozměr vzduchovodu. Ventilátor byl navržen tak, že výtlak směřuje přímo nahoru a bylo pouze nutné umístit na něj difuzor na rozměry výtlaku 2° vzduchu pro teplotu 20 °C, poměrné množství 40 % z celkového normálního množství spalovacího vzduchu a maximální rychlost vzduchu 15 m/s. Rozměr vzduchovodu byl navržen na 400 mm x 400 mm.

Od redukce je trasa sekundárního vzduchu vedena kolmo vzhůru až do místa rozdělení proudu na dva stejně veliké objemy, které jsou zavedeny k přední a zadní stěně spalovací komory. Pro stejnoměrné rozdělení objemu vzduchu hnaného z ventilátoru byla kolmá trasa vzhůru od výtlaku rozdělena ještě před samotným ohybem k jednotlivým stěnám. Provedení je navrženo formou umístění plechu do osy trasy, přibližně v polovině stoupání k rozdělení. Dosáhne se tak rovnoměrného rozdělení objemů vzduchu bez velikých tlakových ztrát v T-kusu (toto rozdělení ani není započteno do ztrát, neboť proudy nemění směr). Vzduch je již usměrněn do své trasy.



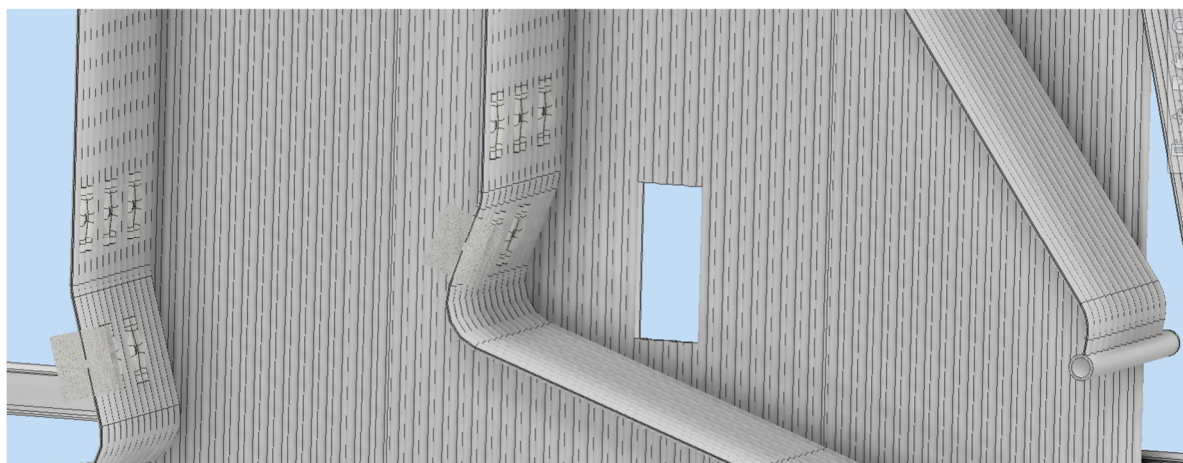
Obr. 7-4 Výtláčná trasa sekundárního vzduchu

Přivedení vzduchu k tryskám je z přední stěny SK možné realizovat bez problému pomocí jednoho páteřního vzduchovodu a následného rozvětvení k jednotlivým tryskám. Přivedení vzduchu k tryskám v zadní stěně je však vlivem předchozího návrhu spalovací komory neideální:



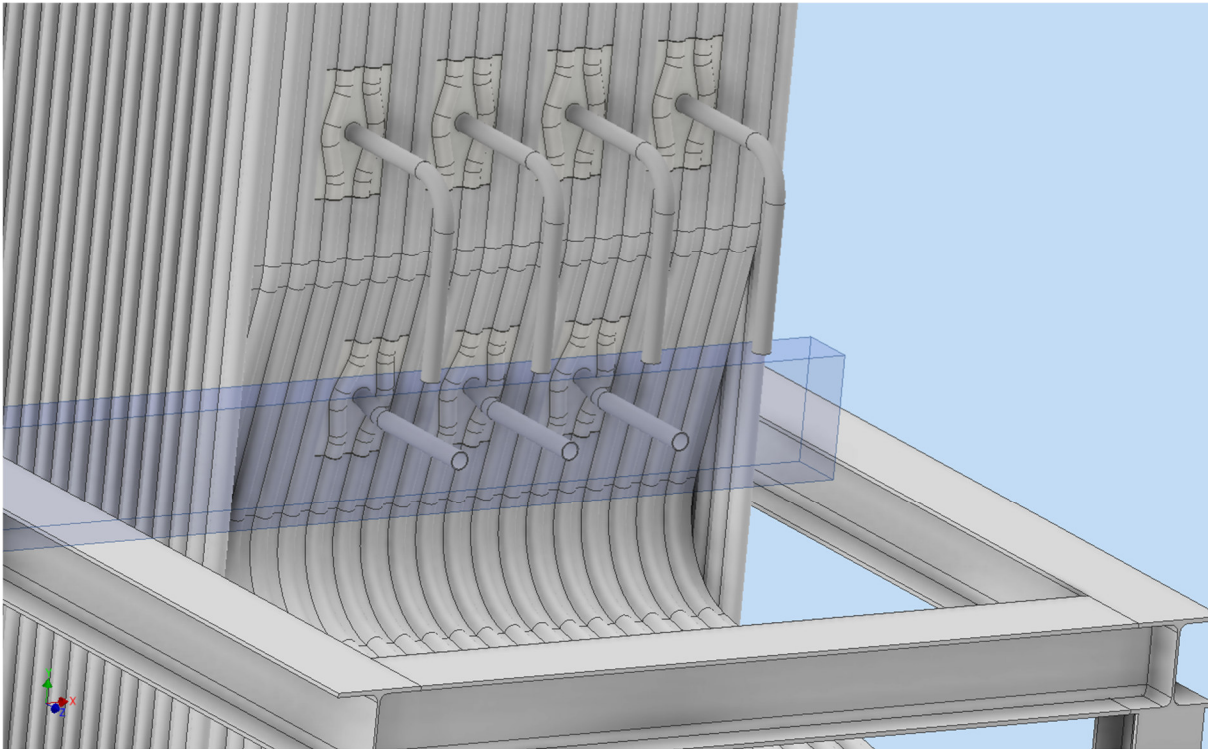
Obr. 7-5 Prostor pro zavedení poloviny trasy sekundárního vzduchu

Vzduch by bylo nutné vést pod výsypkou druhého tahu, kde je však potřebný prostor pro výsypek a dopravu popílku. Proto je trasa vzduchu k tryskám sekundárního vzduchu ze zadní stěny navržena skrze boční levou stěnu druhého modulu, mimo spalovací komoru a pod druhým tahem:



Obr. 7-6 Zavedení poloviny trasy sekundárního vzduchu k tryskám

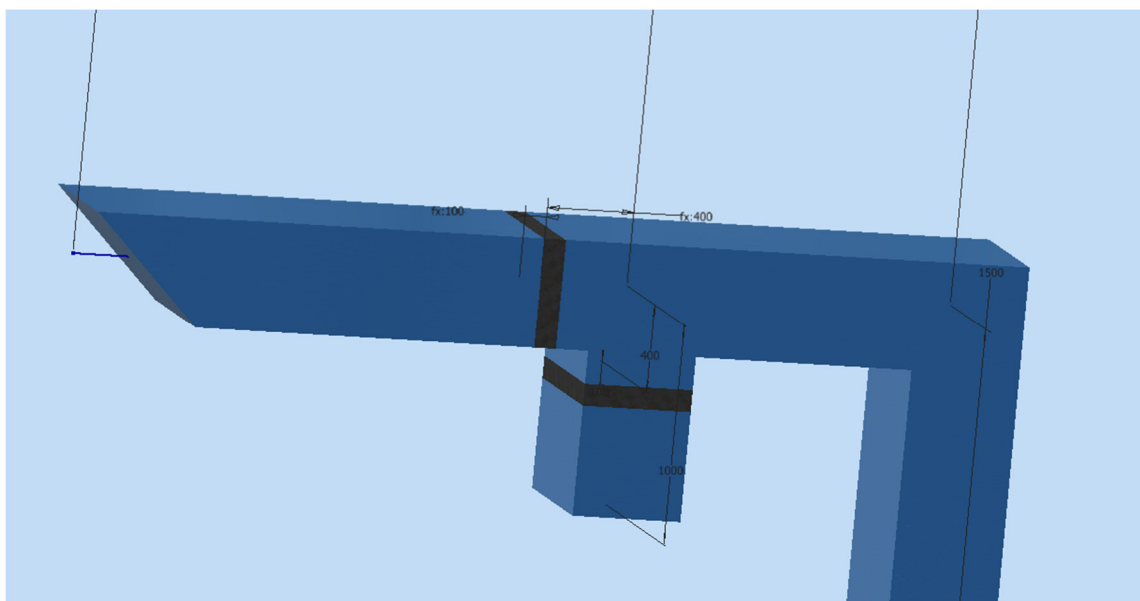
V místě prostupu vzduchovodu skrze membránovou stěnu je nutné vytvořit výhyby trubek membránové stěny, aby nedošlo k porušení celistvosti tlakového celku. Sekundární vzduch byl následně rozvětven do 7 tras, podle polovičního počtu trysek sekundárního vzduchu a z páteřního vzduchovodu doveden již potrubím přímo k jednotlivým tryskám.



Obr. 7-7 Trysky sekundárního vzduchu (přední stěna)

7.1.2 Návrh sání vzduchu

Sání vzduchu bylo navrženo dle teploty 20 °C a normálového průtoku spalovacího vzduchu. Sání je umístěno pod strop kotelny. Po prvním kolenu je trasa sání rozdělena na dva průřezy odpovídající 60 % primárního vzduchu: 0,8 m x 0,5 m a 40 % sekundárního vzduchu: 0,8 m x 0,3 m.



Obr. 7-8 Sání vzduchu

Do návrhu vzduchovodů v praxi patří také návrh umístění bezpečnostní mříže, klapky, filtrů a tlumič hluku na sání. V případě této práce jsou před T-kusem spojení sání navrženy klapky (viz Obr. 7-8), pro možnost přepínání mezi sáním z vně kotelny a z vnitřního prostoru kotelny. Kombinace sání se mění v průběhu roku – v jarním a podzimním období je sán vzduch z vně kotelny, v zimním období je využíváno kombinace sání – příliš chladný vzduch by způsoboval kondenzaci ve vzduchovodech – a v letním období je sán vzduch z vnitřního prostoru kotelny pro zajištění vychlazení kotelny. Z toho důvodu je sání vzduchu navrženo až pod strop kotelny, kde je vzduch nejteplejší.

7.2 Spalinovody

Spalinovody tvoří trasu pro vedení spalin od spalovací komory mezi jednotlivými technologiemi až po komín. Jejich návrh je proveden v kapitolách 4 Návrh kotle a 0 Návrh propojovacích spalinovodů.

7.3 Ventilátory

Jedním z nezbytných podpůrných prvků kotle jsou ventilátory. Bez jejich pomoci by se plynná média (tedy vzduch a spaliny) v kotli nepohybovala potřebným směrem – hromadila by se v nejvyšších místech a koutech kotle. Správný návrh ventilátorů je tak součástí úspěšného návrhu kotle. Pro dovedení spalovacího vzduchu do správných míst slouží primární (1°) a sekundární (2°) ventilátory, pro usměrnění spalin spalovací komorou a následnými tahy a spalinovody k zajištění požadovaného přestupu tepla do svazků výměníků slouží ventilátor spalinový. K zajištění recirkulace spalin z odběru před komínem zpět do spalovací komory je použit tzv. reci-ventilátor.

Pro jejich správný návrh a následné poptání je nutné znát tyto údaje:

Tabulka 7 Potřebné údaje pro poptání ventilátoru

Potřebné údaje k poptání ventilátoru:	Jednotka
Typ poháněného média	-
Složení média	% obj./ % hm.
Jmenovitý objemový průtok média	Nm ³ /h
Maximální objemový průtok média	Nm ³ /h
Výkonové stavy	% objem. průtoku
Vstupní teplota média	°C
Jmenovitý tlak na vstupu do ventilátoru	Pa (abs)
Maximální tlak na vstupu do ventilátoru	Pa (abs)
Jmenovitý statický tlak na výstupu z ventilátoru	Pa (abs)
Maximální statický tlak na výstupu z ventilátoru	Pa (abs)
Požadovaná maximální hlučnost	dB

Rozsah požadavků se může lišit v závislosti na potřebách projektu. Nejpotřebnějším údajem návrhu je však vždy složení média, jeho teplota, objemový průtok a tlaky na vstupu a výstupu ventilátoru. Teplota médií je známá ze zadání, složení médií a objemové průtoky byly navrženy v kapitolách 4.1 Stechiometrický výpočet a 0

Spaliny. Chybějícím údajem jsou potřebné tlaky. K určení tlaku na sání a výtlaku ventilátoru je určen aerodynamický výpočet kotle (viz níže kapitola 7.4 Aerodynamický výpočet). Z výše uvedených parametrů (teplota média t [°C], normální objemový průtok média $\dot{V}^{norm} \left[\frac{Nm^3}{h} \right]$, tlaky na vstupu a výstupu ventilátoru zadané jako tlaková ztráta tratě pro daný ventilátor Δp_z [Pa]) lze navrhnout výkon ventilátoru:

$$P_{V,min} = \dot{V} \cdot \Delta p \quad (7.5)$$

kde $\dot{V} \left[\frac{m^3}{s} \right]$ je skutečný objemový průtok média a Δp [Pa] je dopravní tlak ventilátoru, zahrnující statický tlak (spočtený jako tlakovou ztrátu celé větve) a dynamickou složku tlaku, která je ve výpočtu zohledněna tzv. dynamickou složkou ventilátoru – na základě konzultace zvolena jako 7 % ze statické složky. Se znalostí výkonu ventilátoru je možné také určit požadavky na jeho pohonnou jednotku – motor. Minimální elektrický příkon potřebný pro ventilátor:

$$P_{p,V,min} = \frac{P_{V,min}}{\eta_{c,V}} \quad (7.6)$$

kde $P_{V,min}$ [W] je výkon ventilátoru spočtený z rovnice (7.7) výše a $\eta_{c,V}$ [–] je celková účinnost ventilátoru. Po započítání rezervních přídavek na tlak k_p [–], objem k_V [–], a účinnost motoru k_m [–], je možné určit velikost požadovaného motoru pro pohon. Elektrický příkon potřebný pro pohon ventilátoru:

$$P_{m,V} = P_{p,V,min} \cdot k_V \cdot k_p \cdot k_m \quad (7.7)$$

7.4 Aerodynamický výpočet

Aerodynamický výpočet kotle je založen na spočtení celkové tlakové ztráty na straně vzduchu a spalin. Celková tlaková ztráta Δp_z [Pa] je dána součtem všech místních a všech délkových ztrát na trase vzduch/spaliny.

$$\Delta p_z = \sum_{i=1}^m \Delta p_t + \sum_{j=1}^n \Delta p_m \quad (7.8)$$

kde Δp_t [Pa] je suma tlakových ztrát délkových, tedy třecích:

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{T}{T_{st}} \right)^{0,583} \quad (7.9)$$

Lambda $\lambda \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$ je součinitel tepelné vodivosti a počítá se rozdílně podle toho, zda jde o laminární nebo turbulentní proudění. Pro určení druhu proudění je nutné spočítat Reynoldsovo číslo: $Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$, kde $\nu \left[\frac{m^2}{s} \right]$ je kinematická viskozita – ta je určena podle teploty a tlaku z tabulek dle [2]. Pro laminární proudění je poté $\lambda = \frac{64}{Re}$, pro turbulentní proudění je určení součinitele tepelné vodivosti závislé na hodnotě Re dle [6]. Druhá možnost určení součinitele tepelné vodivosti je z tabulky vlastností spalin pro 13 % hm. CO₂, tlak 1 bar a daný obsah vodní páry dle [2]. Hustota média je určena stechiometrickým výpočtem (viz 0

Spaliny). Teplota bez indexu je teplota proudu média (tedy vzduchu nebo spalin) a teplota s indexem „st“ je teplota stěny, která vychází z normy ČSN EN 12952-3. Tato norma určuje postupy při návrhu vodotrubnatých kotlů a udává také teplotní přídatky pro určení teploty stěny v závislosti na druhu média v trubce a mechanismu ohřevu trubky.

Druhým členem v rovnici celkové tlakové ztráty jsou ztráty místní Δp_m [Pa]. Ztráty místní jsou dané změnou průřezu, průchodem přes svazek výměníku, nebo obratem proudu. Výpočet:

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{L}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (7.10)$$

Kde ξ [–] je součinitel místního odporu a určuje se dle [6] pro viskozitu při teplotě stěny. Hustota média je opět dána stechiometrickým výpočtem a rychlost média je dána průtočným průřezem. Poměr charakteristického rozměru L [m] a ekvivalentního průměru d_e [m] je v tomto případě roven 1, jelikož charakteristický rozměr pro místní ztrátu je roven průměru. Proto je možné používat pro místní ztráty používat pouze vzorec ve tvaru:

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (7.11)$$

Významný vliv na celkovou tlakovou ztrátu mají místní ztráty při průchodu svazkem trubek. Tlaková ztráta svazku při kolmém proudění spalin s uspořádáním trubek za sebou:

$$\Delta p_{\perp} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n \quad (7.12)$$

kde součin $\Delta p_1 \cdot x$ určuje průměrnou ztrátu jedné řady trubek, součinitel x [–] zahrnuje vliv uspořádání trubek (rozteč podélná a příčná) a vliv vysokého Reynoldsova čísla a je odečítán z diagramu 8. 11. dle [6]. Počet řad výměníku zohledňuje člen n [–].

Průměrná ztráta jedné řady trubek bez zahrnutí vlivu uspořádání trubek a Reynoldsova čísla závisí na rychlosti média ve svazku mezi trubkami, na střední teplotě proudu média a na teplotě stěny trubky:

$$\Delta p_1 = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{273 + t_p}{273 + t_{st}} \right)^{0,583} \quad (7.13)$$

Teplota stěny trubky t_{st} [°C] je určena podle normy ČSN EN 12952-3: ta stanovuje požadavky na konstrukci a výpočet vodotrubnatých kotlů. Konkrétně kapitola č. 6 mluví o výpočtové teplotě při návrhu kotle. Teplota uvnitř trubky je určena jako průměrná teplota mezi vstupní a výstupní teplotou z výměníku a teplotní přírůstek závisí na mechanismu otáčení a fyzikálním stavu média v trubce.

Teplota proudu t_p [°C] je uvažována jako střední hodnota mezi teplotou proudu před svazkem a za svazkem výměníku.

Rychlost média w $\left[\frac{m}{s} \right]$ je určena podílem skutečného objemu média v místě výměníku a nezastavěného prostoru mezi trubkami, kterým může médium proudit. Průtočný průřez:

$$F = a \cdot b - n_{tr} \cdot l_{tr,e} \cdot D_{tr} \quad (7.14)$$

kde a [m] je délka kanálu, b [m] je šířka kanálu, n_{tr} [–] je počet trubek v jedné řadě svazku, $l_{tr,e}$ [m] je efektivní délka těchto trubek a D_{tr} [m] průměr těchto trubek. Pro výpočet rychlosti média v daném místě je nutné normální objemový průtok přepočítat na skutečný objem, který je dán normálním objemem tekoucího média a teplotou v daném místě:

$$\dot{V}^{skut} = \dot{V}^{norm} \cdot \frac{t^{stř} + 273,15}{273,15} \quad (7.15)$$

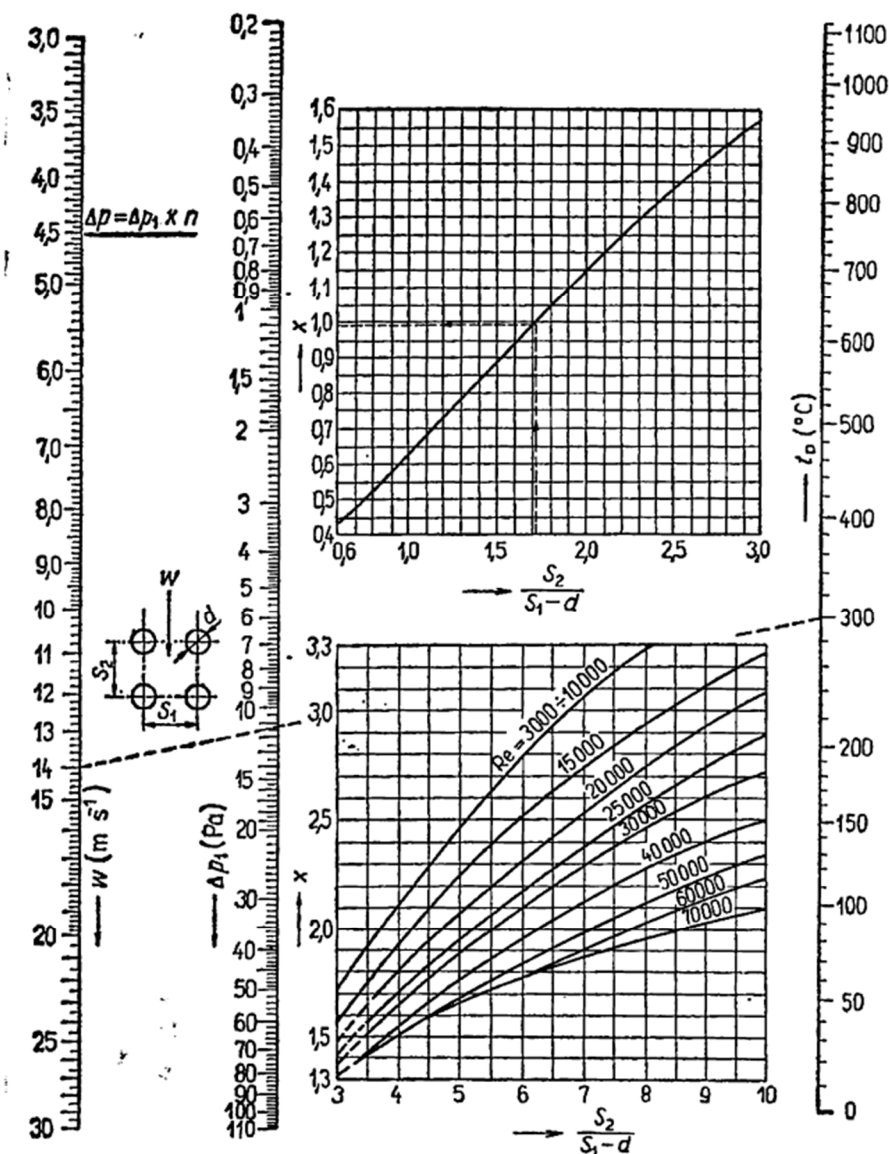
Výpočet rychlosti média:

$$w = \frac{\dot{V}^{skut}}{F} \quad (7.16)$$

Hustota média je přepočtena také na střední hodnotu mezi vstupní a výstupní teplotou proudu kolem svazku:

$$\rho = \rho^{norm} \cdot \frac{273,15}{t^{stř} + 273,15} \quad (7.17)$$

Druhou možností určení tlakové ztráty jedné řady svazku bez vlivu Reynoldsova čísla a roztečí je odečtení tlakové ztráty z diagramu 8. 11. dle [6] – pro určení ztráty touto metodou



Obr. 7-9 Diagram pro určení tlakových ztrát svazku [6] (str. 690)

stačí znát střední teplotu proudu média a na diagramu ji propojit s rychlostí média obtékající svazek výměníku – viz Obr. 7-9:

V rámci práce byly ztráty spočteny metodou právě uvedenou i odečteny z diagramu a oba výsledky porovnány. Ztráty výpočtem se pohybovaly i přes pečlivé kontroly výpočtu mimo obvyklé rozsahy tlakových ztrát svazků (dle odborné konzultace), a proto bylo uvažováno při návrhu ventilátorů pouze s výsledky metody odečtem.

Dalším faktorem ovlivňujícím tlakové ztráty je vztlaková síla působící na proudící médium. V případě proudění tahem směrem nahoru tato vztlaková síla pomáhá a tlakový rozdíl způsobený vztlakovou silou je od tlakové ztráty odečten. V případě proudění tahem, spalínovodem, nebo vzduchovodem směrem dolů vztlaková síla tlakovou ztrátu zvětšuje a způsobený rozdíl tedy musí být přičten. Výpočet účinku vztlakové síly dle [6]:

$$\Delta p_{VZ} = \left(\rho_V - \rho_{SP}^{norm} \cdot \left(\frac{273}{273 + t_{SP}^{stř}} \right) \right) \cdot \Delta h \cdot g \quad (7.18)$$

kde Δh [m] je výškový rozdíl nejvyššího a nejnižšího místa v tahu, kterým prochází proudnice média, ρ_V $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$ je hustota atmosférického vzduchu pro teplotu okolí (je tedy uvažováno 20 °C) a 0,1 MPa: $\rho_V = 1,2045 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$; $\rho^{norm} \left[\frac{kg}{Nm^3} \right]$ je normální hustota média (viz kap. 0

Spaliny), $t^{stř}$ [°C] je skutečná střední teplota proudu média v daném místě (tahu/kanálu), $g \left[\frac{m}{s^2} \right]$ je tíhové zrychlení.

K výpočtu všech tlakových ztrát na straně vzduchu a spalin je třeba znát veškerou geometrii, která byla navržena v kapitolách 4.3 SK až 4.10 4.tah, 6 Návrh zákotlí a 7.1 Vzduchovody. V následujících podkapitolách budou spočítány ztráty postupně po trase vzduchu a spalin. Tlakové ztráty na vzduchu i spalinách jsou rozděleny na části tak, aby poté mohly být tyto části kombinovány pro návrh jednotlivých ventilátorů.

7.4.1 Tlaková ztráta sání vzduchu

Pro výpočet ztrát je nutné zvolit vždy horší variantu (vyšší hodnoty tlakové ztráty), aby se navržené ventilátory pohybovaly s výkonem na bezpečné straně. Proto je zde spočtena pouze varianta letního provozu: sání z kotelny se zavřenou klapkou na sání z okolí. Do tlakové ztráty sání vzduchu je počítána místní ztráta vstupem z kotelny, délková ztráta k T kusu, místní ztráta ohybem do rovného kusu a ztráta vlivem působení vztahové síly.

Pro vstup do trubky s ostrou hranou je dle [6] volen součinitel místního odporu $\xi_{vstup,sání} = 0,5$. Pro ostré koleno s úhlem 90° je určen dle [6] opravný součinitel na úhel $x_2 = 1$ a součinitel místního odporu spočten dle [6]:

$$\xi = 1,2 \cdot x_2 \quad (7.19)$$

$$\xi_{kol,sání} = 1,2 \cdot 1 = 1,2 \quad (7.20)$$

Sán je vzduch o teplotě 20 °C v normálním objemovém průtoku $\dot{V}_{VV}^{norm} = 17\,143,4 \frac{Nm^3}{h}$. Objemový průtok je přepočítán na skutečný:

$$\dot{V}^{skut} = 17\,143,4 \cdot \frac{20 + 273,15}{273,15} = 18\,398,6 \frac{m^3}{h} = 5,111 \frac{m^3}{s} \quad (7.21)$$

Normálová hustota vzduchu spočtena v 0

Spaliny je přepočtena na skutečnou teplotu:

$$\rho_{v,sání} = 1,285 \cdot \frac{273,15}{20 + 273,15} = 1,197 \frac{kg}{m^3} \quad (7.22)$$

Rozměry sací větve jsou dle návrhu (7.1.2 Návrh sání vzduchu) 0,5 m x 0,8 m. Rychlost na vstupu do sání vzduchu tedy bude:

$$w_{v,sání} = \frac{5,111}{0,5 \cdot 0,8} = 12,777 \frac{m}{s} \quad (7.23)$$

Místní ztráta sání vzduchu bude:

$$\Delta p_{m,sání} = (0,5 + 1,2) \cdot \frac{12,777^2}{2} \cdot 1,197 = 166,10 Pa \quad (7.24)$$

Ztráta délková k T kusu je spočtena na základě obecného vzorce (7.9) pro součinitel tepelné vodivosti vlhkého vzduchu $\lambda = 0,025933 \frac{W}{m \cdot K}$, teplotu 20 °C, délku k T kusu $L = 0,6 m$, ekvivalentní průměr $d_e = 0,6154 m$, rychlost proudění vzduchu $w = 12,777 \frac{m}{s}$. Jelikož vzduch neprochází žádnou teplosměnnou plochou, je uvažováno izotermické proudění. Ztráta délková tedy bude:

$$\Delta p_{t,sání} = 0,025933 \cdot \frac{0,6}{0,6154} \cdot \frac{12,777^2}{2} \cdot 1,197 = 2,471 Pa \quad (7.25)$$

Ztráta vztlakem je nulová, neboť uvažují sání vlhkého vzduchu o teplotě 20 °C z okolí, které je obklopeno stejným médiem a hustoty se tedy odečtou.

Tlaková ztráta sání vzduchu:

$$\Delta p_{z,sání} = 166,1 + 2,471 = 168,571 Pa \quad (7.26)$$

7.4.2 Tlaková ztráta společné větve

Společná větev je uvažována od T kusu na sání po rozdělení vzduchovodu. Je do něj započítána tedy ztráta místní ohybem a délková k rozdělení. Výpočet proveden dle vzorového pro sání vzduchu.

Pro ztrátu kolenem je součinitel určen na 0,26 při rychlosti vzduchu 12,777 m/s. Tlaková ztráta je 25,16 Pa. Délková ztráta společné větve je spočtena pro 2,05 m a její hodnota je 8,44 Pa.

Ztráta společné větve sání je:

$$\Delta p_{z,spol} = 25,16 + 8,44 = 33,60 Pa \quad (7.27)$$

7.4.3 Tlaková ztráta samostatné větve 1° vzduchu – sání

Tlaková ztráta sání 1° vzduchu je uvažována od rozdělení proudů po ventilátor 1° vzduchu. Sestává z délkové ztráta rovných úseků, místní ztráty 2 ohyby a místní ztrátou redukcí průřezu před ventilátorem. Hodnota tlakové ztráty redukcí je dle odborné konzultace uvažována 32,7 Pa. Místní ztráty ohybem jsou počítány se součinitelem místního odporu 0,25 a každé koleno má ztrátu 22,51 Pa.

Délková ztráta samostatné větve primárního vzduchu sestává ze tří částí – po koleno, horizontální část a vertikální do sání. Dohromady je ztráta spočtena na 131,757 Pa.

Ztráta samostatné větve sání vzduchu je:

$$\Delta p_{z,1^\circ, \text{sání}} = 2 \cdot 22,51 + 32,7 + 131,757 = 209,477 \text{ Pa} \quad (7.28)$$

7.4.4 Tlaková ztráta samostatné větve 1° vzduchu – výtlak do připojení reci

Tlaková ztráta výtlaku 1° vzduchu po připojení recirkulovaných spalin sestává ze ztráty difuzorem za 1° ventilátorem, délkové ztráta za difuzorem a místní ztráty kolenem k druhému difuzoru. Ztráta difuzorem je dle konzultace uvažována 564 Pa. Součinitel místní ztráty pro koleno je uvažován 0,18. Místní ztráta kolenem je 17,24 Pa. Délková ztráta je spočtena na 1,68 Pa.

Ztráta samostatné větve před připojením reci spalin je:

$$\Delta p_{z,1^\circ, \text{výtlak}} = 564 + 17,24 + 1,68 = 582,92 \text{ Pa} \quad (7.29)$$

7.4.5 Tlaková ztráta směsi 1° vzduchu a reci-spalin

Tlaková ztráta od připojení recirkulovaných spalin po ohniště sestává ze ztráty T kusu pro spojení proudů, ztráty změnou průřezu, místní ztráty ohybem do horizontální roviny, délkové ztráty od ohybu k roštu a místní ztráty průchodem skrz rošt. Místní ztráta průchodem skrze průduchy v roštnicích je dle odborné konzultace uvažována 600 Pa. Všechny ztráty jsou uvažovány pro směs vzduchu a recirkulovaných spalin. Nejprve je nutné spočítat hmotnostní průtok směsi, poté teplotu směsi a na závěr pomocí hmotnostních zlomků určit hustotu směsi. Hmotnostní toky lze určit z normálních průtoků a normálních hustot, neboť hmotnost je zachována:

$$\dot{m}_{\text{směs}} = \dot{m}_{1^\circ, \text{vz}} + \dot{m}_{\text{reci}} = 0,6 \cdot \dot{V}_{VV}^{\text{norm}} \cdot \rho_{VV}^{\text{norm}} + \dot{V}_{SP, \text{reci}}^{\text{norm}} \cdot \rho_{SV} \quad (7.30)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{směs}} &= \dot{m}_{1^\circ, \text{vz}} + \dot{m}_{\text{reci}} = 0,6 \cdot 17\,143,38 \cdot 1,285 + 6\,660 \cdot 1,287 \\ &= 21\,788,9 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \end{aligned} \quad (7.31)$$

Hmotnostní zlomky:

$$w_{1^\circ, \text{vz}} = \frac{\dot{m}_{1^\circ, \text{vz}}}{\dot{m}_{\text{směs}}} = \frac{13\,215,74}{21\,788,9} = 0,607 \quad (7.32)$$

$$w_{\text{reci}} = \frac{\dot{m}_{\text{reci}}}{\dot{m}_{\text{směs}}} = \frac{8\,571,4}{21\,788,9} = 0,393 \quad (7.33)$$

Teplota směsi ze stavové rovnice pro ideální plyn (měrná tepelná kapacita je pro zjednodušený výpočet uvažována konstantní):

$$T_{\text{směs}} = w_{1^\circ, \text{vz}} \cdot T_{1^\circ, \text{vz}} + w_{\text{reci}} \cdot T_{\text{reci}} \quad (7.34)$$

$$T_{\text{směs}} = 0,607 \cdot 20 + 0,393 \cdot 150 = 71,14 \text{ °C} \quad (7.35)$$

Pro tuto teplotu směsi je pomocí hmotnostních zlomků určena hustota směsi $1,0529 \text{ kg/m}^3$, součinitel teplotní vodivosti $0,02957 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$ a součinitel kinematické viskozity $0,000\,019\,84 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$.

Tlaková ztráta spojením proudů je spočtena pro součinitel místního odporu 1,8 a rychlosti média $12,777 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Tlaková ztráta spojením proudů je 175,89 Pa. Ztráta změnou průřezu difuzorem je dle odborné konzultace 67,6 Pa. Koleno před vstupem do roštu působí místní tlakovou ztrátu 17,04 Pa. Délková ztráta je spočtena na 6,15 Pa.

Ztráta po trase směsi recirkulovaných spalin a primárního vzduchu je:

$$\Delta p_{z,směs} = 175,89 + 67,6 + 17,04 + 6,15 + 600 = 866,86 \text{ Pa} \quad (7.36)$$

7.4.6 Tlaková ztráta samostatné větve 2° vzduchu – výtlak

Ztráta samostatné výtlačné větve sekundárního vzduchu sestává z místní ztráty difuzorem a dvěma koleny, délkové ztráty vertikální a horizontální trasy a ze ztráty tryskami. Ztráta tryskami je dle konzultace uvažována 3 000 Pa. Pro dimenzování ventilátoru je zvolena varianta vyšší tlakové ztráty, tedy pro délkovou ztrátu je počítána délka vzduchovodu k zadní stěně SK.

Délková tlaková ztráta je spočtena na 100,50 Pa. Součinitel místního odporu pro první koleno je uvažován 0,2 a pro druhé koleno 0,13. Místní ztráta v kolenu je spočtena na 32,35 Pa. Místní ztráta difuzorem na výtlaku ventilátoru sekundárního vzduchu je dle konzultace určena na 2 420 Pa.

Ztráta samostatné výtlačné větve 2° vzduchu je:

$$\Delta p_{z,2^\circ,výtlak} = 2\,420 + 100,5 + 32,35 + 3\,000 = 5\,552,85 \text{ Pa} \quad (7.37)$$

7.4.7 Tlaková ztráta SK

Kotel může být z hlediska průběhu tlaku navrhován jako přetlakový, nebo podtlakový. [20] Toto označení definuje tlak ve spalovací komoře vzhledem ke tlaku atmosférickému. Přetlakové provedení odbourává přísávání falešného vzduchu do SK, který se negativně projevuje na účinnosti kotle (roste komínová ztráta). Realizace přetlakového provedení u větších kotlů je navíc obtížná z důvodu utěsnění celé trasy spalin a zamezení tak unikání spalin do kotelný. Z hlediska bezpečnosti – aby nedošlo k unikání spalin a k prošlenutí plamene skrze palivové cesty – je tedy kotel navržen jako podtlakový. Po konzultaci je v místě roštu (tedy na začátku spalovací komory) navržen rezervní podtlak -50 Pa a na konci SK před obratem do druhého tahu podtlak -200 Pa.

7.4.8 Tlaková ztráta 2. tahu

Tlaková ztráta 2. tahu sestává ze místní ztráty obratem proudu z 1. tahu, délkové ztráty třením a působením vztlaku spalin.

Ztráta změnou směru proudu je spočtena dle obecné rovnice (7.11). Ztrátový součinitel pro ostré koleno s úhlem změny 180° je dle [6] následující:

$$\xi = 1,2 \cdot x_2$$

Kde $x_2 [-]$ je součinitel zahrnující vliv změny proudu. Pro 180° je roven hodnotě 1,4. Normální hustota spalin je přečtena na skutečnou podle teploty 884°C v místě obratu z 1. do 2. tahu. Tlaková ztráta obratem:

$$\Delta p_{m,1-2} = (1,2 \cdot 1,4) \cdot \frac{6,808^2}{2} \cdot 0,304 = 11,827 \text{ Pa} \quad (7.38)$$

Ztráta délková je spočtena na základě obecného vzorce (7.9) pro součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,08884 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$, délku tahu $L = 6,34 \text{ m}$, ekvivalentní průměr $d_e = 1,943 \text{ m}$,

rychlost proudění spalin $w = 6,463 \frac{m}{s}$, hustotu spalin $\rho = 0,375 \frac{kg}{m^3}$, teplotu proudu $T = 664 \text{ }^\circ\text{C}$ a teplotu stěny $T_{st} = 307 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\Delta p_{t,2.tah} = 0,08884 \cdot \frac{6,34}{1,943} \cdot \frac{6,463^2}{2} \cdot 0,375 \cdot \left(\frac{664}{307}\right)^{0,583} = 3,902 \text{ Pa} \quad (7.39)$$

Dle tohoto vzorového výpočtu jsou provedeny veškeré další výpočty délkových ztrát a souhrnně uvedeny do tabulky vstupní parametry s výsledkem.

Vztlak druhého tahu spočítán dle obecné rovnice (7.18) (viz 7.4 Aerodynamický výpočet):

$$\Delta p_{vz,2.tah} = \left(1,2045 - 1,287 \cdot \left(\frac{273}{273 + \frac{884 + 714}{2}} \right) \right) \cdot 6,26 \cdot 9,81 \quad (7.40)$$

$$= 53,706 \text{ Pa}$$

Jelikož v druhém tahu proudí spaliny směrem dolů, vztlak 2. tahu bude započítán jako ztráta.

Celková ztráta druhého tahu je tedy:

$$\Delta p_{2.tah} = 11,827 + 3,902 + 53,706 = 69,435 \text{ Pa} \quad (7.41)$$

7.4.9 Tlaková ztráta 3. tahu

Tlaková ztráta třetího tahu se sestává ze ztráty třením po délce mezi jednotlivými výměníky, ztrát místních (ztráty omýváním svazků výměníků a ztráta obratem proudu) a ztráty vztlakem.

Ztráta změnou směru proudu zahrnuje i změnu proudu z druhého tahu. Výpočet je proveden pro úhel 180° (součinitel $x_2 = 1,4$) a střední teplotu v obratu $698 \text{ }^\circ\text{C}$. Tlaková ztráta obratem proudu mezi tahy 2. a 3.:

$$\Delta p_{m,2-3} = (1,2 \cdot 1,4) \cdot \frac{6,463^2}{2} \cdot 0,362 = 12,699 \text{ Pa} \quad (7.42)$$

Ztráta po délce mezi výměníky sestává ze 4 úseků, každý pro jinou teplotu, a tedy i hustotu a rychlost. Celková délková tlaková ztráta 3. tahu je:

$$\Delta p_{t,3.tah} = 1,181 \text{ Pa} \quad (7.43)$$

Vztlak třetího tahu spočítán dle obecné rovnice (7.18) (viz 7.4 Aerodynamický výpočet):

$$\Delta p_{vz,3.tah} = \left(1,2045 - 1,287 \cdot \left(\frac{273}{273 + \frac{682 + 435}{2}} \right) \right) \cdot 9,46 \cdot 9,81 \quad (7.44)$$

$$= 71,668 \text{ Pa}$$

Jelikož ve třetím tahu proudí spaliny směrem nahoru, vztlak tahu bude od celkové tlakové ztráty odečten (tah pomáhá v proudění spalin).

Ztráta krycího výparníku

Krycí výparník je realizován jako první teplosměnná plocha v tazích. Výpočet tlakové ztráty spalin při průchodu krycím výparníkem vychází z tlakové ztráty svazku s uspořádáním trubek za sebou při kolmém proudění plynu na svazek. Tato ztráta je následně násobena koeficientem ω [–] zahrnující vliv sklonu trubek:

$$\Delta p_z = \omega \cdot \Delta p_{\perp} \quad (7.45)$$

Tlaková ztráta svazku při kolmém proudění spalin s uspořádáním trubek za sebou:

$$\Delta p_{\perp} = \Delta p_1 \cdot x \cdot n \quad (7.46)$$

kde součin $\Delta p_1 \cdot x$ určuje průměrnou ztrátu jedné řady trubek, součinitel x [–] zahrnuje vliv uspořádání trubek (rozteč podélná a příčná) a vliv vysokého Reynoldsova čísla. Počet řad výměníku zohledňuje člen n [–].

Průměrná ztráta jedné řady trubek bez zahrnutí vlivu uspořádání trubek a Reynoldsova čísla závisí na rychlosti spalin ve svazku mezi trubkami, na střední teplotě proudu spalin a na teplotě stěny trubky:

$$\Delta p_1 = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{273 + t_p}{273 + t_{st}} \right)^{0,583} \quad (7.47)$$

Teplota uvnitř trubky je určena jako průměrná teplota mezi vstupní a výstupní teplotou z výměníku. Jelikož jde v tomto případě o výparník, vstupní i výstupní teplota je stejná (mění se pouze složení parovodní směsi):

$$t_{p,KV}^{stř} = 257 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.48)$$

Teplotní přírůstek závisí na mechanismu otáčení a fyzikálním stavu média v trubce. Dle normy je přírůstek pro směs vody a páry s otáčením převážně konvekční (krycí přehřívák je umístěn až ve 3. tahu – tedy mimo prostor SK, která je otápena radiací) $15 \text{ } ^\circ\text{C} + 2$ násobek tloušťky stěny trubky (dle normy ČSN EN 12952-3 je jednotkou tloušťky stěny milimetr). [8] Teplota stěny trubky bude následující:

$$t_{st,KV} = t_{p,KV}^{stř} + t_{př} = 257 + (15 + 2 \cdot 4,5) = 281 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.49)$$

Teplota proudu spalin je uvažována jako střední hodnota mezi teplotou před svazkem a za svazkem:

$$t_{SP,KV}^{stř} = \frac{t_{SP,KV,in} + t_{SP,KV,out}}{2} = \frac{682 + 664}{2} = 673 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.50)$$

Rychlost spalin je určena podílem skutečného objemu spalin v místě výměníku a nezastavěného prostoru mezi trubkami, kterým můžou spaliny proudit. Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP,KV} = a_{t,3} \cdot b_{t,3} - n_{tr,KV} \cdot l_{tr,e,KV} \cdot D_{tr,KV} \quad (7.51)$$

Kde $a_{t,3}$ [m] je délka kanálu, $b_{t,3}$ [m] je šířka kanálu, $n_{tr,KV}$ [–] je počet trubek v jedné řadě krycího výparníku, $l_{tr,e,KV}$ [m] je efektivní délka těchto trubek a $D_{tr,KV}$ [m] průměr těchto trubek. Efektivní délka 1930 mm byla určena z modelu měření.

Ostatní číselné hodnoty jsou doplněny z bilančního výpočtu výpočtového oddělení PBS:

Tabulka 8 Zadání: rozměry krycího výparníku

Krycí výparník		
Vnější průměr trubky	48,3	mm
Tloušťka trubky	4,5	mm
Počet trubek v jedné řadě	8	-
Počet řad	2	-
Rozměry třetího tahu		
Délka kanálu	2000	mm
Šířka kotle	1900	mm

$$\Delta p_{t,3,tah} = 1,181 \text{ Pa} \quad (7.52)$$

$$F_{SP,KV} = 2 \cdot 1,9 - 8 \cdot 1,93 \cdot 0,0483 = 3,054 \text{ m}^2$$

Normální objemový průtok je nutné přepočítat na skutečný objem spalin, který je dán normálním objemem spalin a teplotou v daném místě. Použita bude střední hodnota mezi teplotou před svazkem a za svazkem.

$$\dot{V}_{SP,KV}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,KV}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,KV}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{673 + 273,15}{273,15} = 88\,982,8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 24,717 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Výpočet rychlosti spalin:

$$w_{SP,KV} = \frac{\dot{V}_{SP,KV}^{skut}}{F_{SP,KV}} = \frac{24,717}{3,054} = 8,093 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Normální hustota spalin je přepočtena také na střední hodnotu mezi vstupní a výstupní teplotou proudu kolem svazku:

$$\rho_{SP,KV} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,KV}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,KV} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{673 + 273,15} = 0,372 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu bez zahrnutí vlivu Reynoldsova čísla a uspořádání trubek a vlivu natočení proudu je tedy následující:

$$\Delta p_{1,KV} = \frac{8,093^2}{2} \cdot 0,372 \cdot \left(\frac{273 + 673}{273 + 281} \right)^{0,583} = 16,620 \text{ Pa}$$

Součinitel x [-] respektuje vliv Reynoldsova čísla a uspořádání trubek. Jeho hodnota je určena odečtem dle [6] – ze strany 690 – pro příčnou rozteč $s_1 = 220$ mm a podélnou rozteč $s_2 = 100$ mm. Poměrová hodnota:

$$\frac{s_{2,KV}^{stř}}{s_{1,KV} - d_{KV}} = \frac{100}{220 - 48,3} = 0,582$$

Poměrová hodnota roztečí je mimo rozsah diagramu, proto byla provedena interpolace a součinitel $x_{KV} = 0,43$. Ztráta jedné řady výparníku KV v kolmém uspořádání bude:

$$\Delta p_{\perp, KV} = \Delta p_{1, KV} \cdot x_{KV} = 16,619 \cdot 0,43 = 7,146 \text{ Pa}$$

Pro celý přehřívák KV při kolmém proudění je tlaková ztráta následující:

$$\Delta p_{\perp} = 16,619 \cdot 0,43 \cdot 2 = 14,293 \text{ Pa}$$

Pro navržený úhel 82° mezi proudnicí a osou trubky krycího výparníku (viz Obr. 4-13) je odečten z diagramu 8. 13 v [6] součinitel $\omega = 1,2$.

Výsledná místní ztráta krycího výparníku KV tedy bude:

$$\Delta p_{z, KV} = 14,293 \cdot 1,2 = 17,152 \text{ Pa}$$

Odečtení tlakové ztráty z diagramu určuje $\Delta p_{1, KV} = 2,3 \text{ Pa}$. Při následném dosazení vychází tlaková ztráta výparníku KV:

$$\Delta p_{z, KV} = (2,3 \cdot 0,43 \cdot 2) \cdot 1,2 = 2,374 \text{ Pa}$$

Ztráta přehříváku P2

Podle Černého se tlaková ztráta svazku s uspořádáním trubek za sebou při kolmém proudění plynu na svazek spočte následovně:

$$\Delta p_z = \Delta p_1 \cdot x \cdot n$$

Součin $\Delta p_1 \cdot x$ určuje průměrnou ztrátu jedné řady trubek a počet řad zohledňuje člen $n[-]$.

Průměrná ztráta jedné řady trubek bez zahrnutí vlivu uspořádání a Reynoldsova čísla závisí na rychlosti spalín ve svazku mezi trubkami, na střední teplotě proudu spalín a teplotě stěny trubky:

$$\Delta p_1 = \frac{w^2}{2} \cdot \rho \cdot \left(\frac{273 + t_p}{273 + t_{st}} \right)^{0,583}$$

Teplota stěny trubky je určena podle normy ČSN EN 12952-3. Teplota uvnitř trubky je určena jako průměrná teplota mezi vstupní a výstupní teplotou z přehříváku P2:

$$t_{P, P2}^{stř} = \frac{t_{P2, in} + t_{P2, out}}{2}$$

$$t_{P, P2}^{stř} = \frac{308 + 380}{2} = 344 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dle normy je přídavek pro dovolené namáhání stěny ohřevem převážně konvekci pro přehřátou páru 35°C . [8] Proto je teplota stěny určena součtem střední teploty v trubce a přídatkem:

$$t_{st, P2} = t_{P, P2}^{stř} + t_{př} = 344 + 35 = 379 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota proudu spalín je uvažována jako střední hodnota mezi teplotou před svazkem a za svazkem:

$$t_{SP, P2}^{stř} = \frac{t_{SP, P2, in} + t_{SP, P2, out}}{2} = \frac{664 + 573}{2} = 618,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Rychlost spalin je určena výpočtem pro skutečný objem spalin a nezastavěný prostor mezi trubkami, kterým můžou spaliny proudit – tedy průtočný průřez spalin:

$$F_{SP,P2} = a_{t,3} \cdot b_{t,3} - n_{tr,P2} \cdot l_{tr,e,P2} \cdot D_{tr,P2}$$

Kde $a_{t,3}$ [m] je délka kanálu, $b_{t,3}$ [m] je šířka kanálu, $n_{tr,P2}$ [-] je počet trubek v přehříváku č. 2, $l_{tr,e,P2}$ [m] je efektivní délka těchto trubek a $D_{tr,P2}$ [m] průměr těchto trubek. Efektivní délka trubek byla určena z modelu. Určujícími hodnotami rozměru tahu byla délka kanálu a šířka kotle, které určili rozteč trubek membránové stěny. Efektivní délka je tedy 1912 mm.

Ostatní číselné hodnoty jsou doplněny z bilančního výpočtu výpočtového oddělení PBS:

Tabulka 9 Zadání: rozměry přehříváku P2

Přehřívák P2		
Vnější průměr trubky	38	mm
Tloušťka trubky	3,6	mm
Počet trubek v jedné řadě	8	-
Počet řad	32	-
Rozměry třetího tahu		
Délka kanálu	2000	mm
Šířka kotle	1900	mm

$$F_{SP,P2} = 2 \cdot 1,9 - 8 \cdot 1,912 \cdot 0,038 = 3,219 \text{ m}^2$$

Skutečný objem spalin je dán normálním objemem spalin a teplotou v daném místě. Použita bude střední hodnota mezi teplotou před svazkem a za svazkem.

Normální objemový průtok je nutné přepočítat na skutečný objemový průtok spalin:

$$\dot{V}_{SP,P2}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,P2}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,P2}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{618,5 + 273,15}{273,15} = 83\,857,2 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 23,294 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Výpočet rychlosti spalin:

$$w_{SP,P2} = \frac{\dot{V}_{SP,P2}^{skut}}{F_{SP,P2}} = \frac{23,294}{3,219} = 7,237 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Hustota spalin (normální hustota vlhkých spalin spočtena v kap. 0

Spaliny) je přepočtena také na střední hodnotu mezi vstupní a výstupní teplotou proudu kolem svazku:

$$\rho_{SP,P2} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,P2}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,P2} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{618,5 + 273,15} = 0,394 \frac{kg}{m^3}$$

Tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu bez zahrnutí vlivu Reynoldsova čísla a uspořádání trubek je tedy následující:

$$\Delta p_{1,P2} = \frac{7,237^2}{2} \cdot 0,394 \cdot \left(\frac{273 + 618,5}{273 + 379} \right)^{0,583} = 12,388 Pa$$

Součinitel x [-] respektuje vliv Reynoldsova čísla a uspořádání trubek. Jeho hodnota je určena odečtem dle [6] pro příčnou rozteč $s_{-1} = 220$ mm a podélné rozteče $s_{-2} = 60$ mm; 90 mm (přehřívák P2 je realizován jako dvojhad). Pro výpočet byla použita střední hodnota podélné rozteče, tedy $s_{-2} = 75$ mm. Poměrová hodnota:

$$\frac{s_{2,P2}^{stř}}{s_{1,P2} - d_{P2}} = \frac{75}{220 - 38} = 0,412$$

Poměrová hodnota roztečí je mimo rozsah diagramu, proto byla provedena interpolace a součinitel $x_{P2} = 0,34$. Průměrná ztráta jedné řady přehříváku P2 bude:

$$\Delta p_{z,P2} = \Delta p_{1,P2} \cdot x_{P2} = 12,388 \cdot 0,34 = 4,212 Pa$$

A výsledná místní ztráta přehříváku P2:

$$\Delta p_{z,P2} = \Delta p_{1,P2} \cdot x_{P2} \cdot n_{P2} = 12,388 \cdot 0,34 \cdot 32 = 134,788 Pa$$

Odečtení tlakové ztráty z diagramu určuje $\Delta p_{1,P2} = 1,9 Pa$. Při následném dosazení do rovnice XX vychází tlaková ztráta přehříváku P2:

$$\Delta p_{z,P2} = 1,9 \cdot 0,34 \cdot 32 = 20,672 Pa$$

Ztráta přehříváku P3

Výpočet proveden podle Černého (viz výše přehřívák P2). Tlaková ztráta svazku s uspořádáním trubek za sebou při kolmém proudění plynu na svazek:

$$\Delta p_z = \Delta p_1 \cdot x \cdot n$$

Teplota stěny trubky je určena podle normy ČSN EN 12952-3. Teplota uvnitř trubky přehříváku P3:

$$t_{P,P3}^{stř} = \frac{t_{P3,in} + t_{P3,out}}{2}$$

$$t_{P,P3}^{stř} = \frac{340 + 403}{2} = 371,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Přehřívák P3 je ohříván převážně konvekcí a obsahuje přehřátou páru. Dle normy ČSN EN 12952-3 je přídavek pro dovolené namáhání stěny $35 \text{ } ^\circ\text{C}$ [8]. Teplota stěny přehříváku P3:

$$t_{st,P3} = t_{P,P3}^{stř} + t_{př} = 371,5 + 35 = 406,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota proudu spalin pro přehřívák P3:

$$t_{SP,P3}^{stř} = \frac{t_{SP,P3,in} + t_{SP,P3,out}}{2} = \frac{573 + 512}{2} = 542,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP,P3} = a_{t,3} \cdot b_{t,3} - n_{tr,P3} \cdot l_{tr,e,P3} \cdot D_{tr,P3}$$

Kde $a_{t,3}$ [m] je délka kanálu, $b_{t,3}$ [m] je šířka kanálu, $n_{tr,P3}$ [-] je počet trubek v přehříváku č. 3, $l_{tr,e,P3}$ [m] je efektivní délka těchto trubek a $D_{tr,P3}$ [m] průměr těchto trubek. Efektivní délka trubek byla určena z modelu: $l_{tr,e,P3} = 1910 \text{ mm}$.

Ostatní číselné hodnoty jsou doplněny z bilančního výpočtu výpočtového oddělení PBS:

Tabulka 10 Zadání: rozměry přehříváku P3

Přehřívák P3		
Vnější průměr trubky	31,8	mm
Tloušťka trubky	3,2	mm
Počet trubek v jedné řadě	16	-
Počet řad	28	-
Rozměry třetího tahu		
Délka kanálu	2000	mm
Šířka kotle	1900	mm

$$F_{SP,P2} = 2 \cdot 1,9 - 16 \cdot 1,91 \cdot 0,0318 = 2,828 \text{ m}^2$$

Skutečný objem spalin pro střední teplotu proudu při průchodu přes přehřívák P3:

$$\dot{V}_{SP,P3}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,P3}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,P3}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{542,5 + 273,15}{273,15} = 76\,709,6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 21,308 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rychlost spalin:

$$w_{SP,P3} = \frac{\dot{V}_{SP,P3}^{skut}}{F_{SP,P3}} = \frac{76\,709,6}{2,828} = 27\,125,03 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 7,534 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Hustota spalin je přepočtena také na střední hodnotu mezi vstupní a výstupní teplotou proudu kolem svazku:

$$\rho_{SP,P3} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,P3}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,P3} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{542,5 + 273,15} = 0,431 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu bez vlivu uspořádání trubek přehříváku P3 je následující:

$$\Delta p_{1,P3} = \frac{7,534^2}{2} \cdot 0,431 \cdot \left(\frac{273 + 542,5}{273 + 406,5} \right)^{0,583} = 13,604 \text{ Pa}$$

Součinitel x [-] je určen pro příčnou rozteč $s_1 = 110$ mm a podélné rozteče $s_2 = 60$ mm; 80 mm (přehřívák P3 je realizován jako dvojhad). Pro výpočet byla použita střední hodnota podélné rozteče, tedy $s_2 = 70$ mm. Poměrová hodnota:

$$\frac{s_{2,P3}^{stř}}{s_{1,P3} - d_{P3}} = \frac{70}{110 - 31,8} = 0,895$$

Hodnota součinitele určena odečtem dle [6] (str. 690): $x_{P3} = 0,575$. Ztráta jedné řady přehříváku P3 bude:

$$\Delta p_{1,P3} \cdot x_{P3} = 13,604 \cdot 0,575 = 7,822 \text{ Pa}$$

A výsledná místní ztráta přehříváku P3:

$$\Delta p_{z,P3} = 13,605 \cdot 0,575 \cdot 28 = 219,026 \text{ Pa}$$

Odečtením z diagramu tlakové ztráty určuje $\Delta p_{1,P3} = 2,3 \text{ Pa}$. Při následném dosazení vychází tlaková ztráta přehříváku P3:

$$\Delta p_{z,P3} = 2,3 \cdot 0,575 \cdot 28 = 37,030 \text{ Pa}$$

Ztráta přehříváku P1b

Další místní ztrátou ve třetím tahu je přehřívák P1b. Výpočet je opět proveden podle Černého (viz výše přehřívák P2).

Teplota uvnitř trubky přehříváku P1b:

$$t_{P,P1b}^{stř} = \frac{t_{P1b,in} + t_{P1b,out}}{2}$$

$$t_{P,P1b}^{stř} = \frac{293 + 349}{2} = 321 \text{ °C}$$

Přehřívák je na konci třetího tahu, proto je ohříván převážně konvekcí; v přehříváku proudí pára – přídavek dle normy ČSN EN 12952-3 je proto 35 °C [8]. Teplota stěny přehříváku P1b:

$$t_{st,P1b} = t_{P,P1b}^{stř} + t_{př} = 321 + 35 = 356 \text{ °C}$$

Střední teplota proudu spalin pro přehřívák P1b:

$$t_{SP,P1b}^{stř} = \frac{t_{SP,P1b,in} + t_{SP,Pb1,out}}{2} = \frac{512 + 435}{2} = 473,5 \text{ °C}$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP,P1b} = a_{t,3} \cdot b_{t,3} - n_{tr,P1b} \cdot l_{tr,e,P1b} \cdot D_{tr,P1b}$$

Kde $a_{t,3}$ [m] je délka kanálu, $b_{t,3}$ [m] je šířka kanálu, $n_{tr,P1b}$ [-] je počet trubek v přehříváku P1b, $l_{tr,e,P1b}$ [m] je efektivní délka těchto trubek a $D_{tr,P1b}$ [m] průměr těchto trubek. Efektivní délka trubek byla určena z modelu: $l_{tr,e,P1b} = 1918$ mm.

Ostatní číselné hodnoty jsou doplněny z bilančního výpočtu výpočtového oddělení PBS:

Tabulka 11 Zadání: rozměry přehříváku P1b

Přehřívák P1b		
Vnější průměr trubky	38	mm
Tloušťka trubky	3,6	mm
Počet trubek v jedné řadě	16	-
Počet řad	24	-
Rozměry třetího tahu		
Délka kanálu	2000	mm
Šířka kotle	1900	mm

$$F_{SP,P1b} = 2 \cdot 1,9 - 16 \cdot 1,918 \cdot 0,038 = 2,634 \text{ m}^2$$

Skutečný objem spalin pro střední teplotu proudu při průchodu přes přehřívák P1b:

$$\dot{V}_{SP,P1b}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,P1b}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,P1b}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{473,5 + 273,15}{273,15} = 70\,220,4 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 19,506 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rychlost spalin:

$$w_{SP,P1b} = \frac{\dot{V}_{SP,P1b}^{skut}}{F_{SP,P1b}} = \frac{70\,220,4}{2,634} = 26\,659,2 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 7,406 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Hustota spalin je přepočtena také na střední hodnotu mezi vstupní a výstupní teplotou proudu kolem svazku P1b:

$$\rho_{SP,P1b} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,P1b}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,P1b} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{473,5 + 273,15} = 0,471 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu přehříváku P1b bez vlivu uspořádání trubek je následující:

$$\Delta p_{1,P1b} = \frac{7,406^2}{2} \cdot 0,471 \cdot \left(\frac{273 + 473,5}{273 + 356} \right)^{0,583} = 14,266 \text{ Pa}$$

Součinitel x [-] je určen pro příčnou rozteč $s_1 = 110$ mm a podélnou rozteč $s_2 = 80$ mm. Poměrová hodnota:

$$\frac{s_{2,P1b}}{s_{1,P1b} - d_{P1b}} = \frac{80}{110 - 38} = 1,111$$

Hodnota součinitele určena odečtem dle [6] (str. 690): $x_{P1b} = 0,68$. Průměrná ztráta jedné řady přehříváku P1b bude:

$$\Delta p_{1,P1b} \cdot x_{P1b} = 14,266 \cdot 0,68 = 9,701 \text{ Pa}$$

A výsledná místní ztráta přehříváku P1b:

$$\Delta p_{z,P1b} = 14,266 \cdot 0,68 \cdot 24 = 232,813 \text{ Pa}$$

Odečtením z diagramu tlakové ztráty určuje $\Delta p_{1,P1b} = 2,4 \text{ Pa}$. Při následném dosazení vychází tlaková ztráta přehříváku P1b:

$$\Delta p_{z,P1b} = 2,4 \cdot 0,68 \cdot 24 = 39,168 \text{ Pa}$$

7.4.10 Tlaková ztráta spalínovodu mezi 3. a 4. tahem

Tlaková ztráta spalínovodu mezi 3. a 4. tahem sestává ze změny směru proudu, délkové ztráty v čepici (ve dvou průřezech), ztráty změnou průřezu a změnou směru proudění do 4. tahu.

Výpočet ztráty změnou směru do propojovacího spalínovodu je proveden pro ostré koleno, úhel 90° (součinitel $x_2 = 1$), rychlost proudění 4,884 m/s a střední teplotu v obratu 435°C . Tlaková ztráta obratem proudu do propojovacího spalínovodu:

$$\Delta p_{m,3-\text{čep}} = (1,2 \cdot 1) \cdot \frac{4,884^2}{2} \cdot 0,496 = 7,103 \text{ Pa}$$

Délková ztráta čepice je 0,992 Pa.

Ztráta změnou průřezu čepice je dle konzultace 0,646 Pa.

Výpočet ztráty změnou směru do 4. tahu je proveden pro ostré koleno, úhel 90° (součinitel $x_2 = 1$), rychlost proudění 5,606 m/s a střední teplotu v obratu 435°C . Tlaková ztráta obratem proudu do 4. tahu:

$$\Delta p_{m,\text{čep}-4} = (1,2 \cdot 1) \cdot \frac{5,606^2}{2} \cdot 0,496 = 9,359 \text{ Pa}$$

7.4.11 Tlaková ztráta 4. tahu

Do ztrát 4. tahu vstupuje vztlak tahu, ztráta místní prouděním skrz svazky, délková ztráta mezi svazky výměníků a ztráta změnou směru proudění do spalínovodu za výsypkou.

Vztlak čtvrtého tahu spočítán dle obecné rovnice (viz 7.4 Aerodynamický výpočet):

$$\Delta p_{VZ,4.tah} = \left(1,2045 - 1,287 \cdot \left(\frac{273}{273 + \frac{435 + 230}{2}} \right) \right) \cdot 19,7 \cdot 9,81 = 117,296 \text{ Pa}$$

Jelikož ve čtvrtém tahu proudí spaliny směrem dolů, vztlak tahu působí proti proudění spalin a bude započítán jako ztráta.

Ztráta přehříváku P1a

První místní ztrátou ve čtvrtém tahu je přehřívák P1a. Výpočet je opět proveden podle [6]. Tlaková ztráta svazku s uspořádáním trubek za sebou při kolmém proudění plynu na svazek:

$$\Delta p_z = \Delta p_1 \cdot x \cdot n$$

Teplota stěny trubky je určena podle normy ČSN EN 12952-3. Teplota uvnitř trubky přehříváku P1a:

$$t_{P,P1a}^{stř} = \frac{t_{P1a,in} + t_{P1a,out}}{2}$$

$$t_{P,P1a}^{stř} = \frac{257 + 293}{2} = 275 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Přehřívák je ve čtvrtém tahu, plný páry, a je ohříván převážně konvekcí, proto je dle normy přídavek pro dovolené namáhání stěny $35 \text{ } ^\circ\text{C}$ [8]. Teplota stěny přehříváku P1a:

$$t_{st,P1a} = t_{P,P1a}^{stř} + t_{př} = 275 + 35 = 310 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota proudu spalin pro přehřívák P1a:

$$t_{SP,P1a}^{stř} = \frac{t_{SP,P1a,in} + t_{SP,P1a,out}}{2} = \frac{435 + 385}{2} = 410 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP,P1a} = a_{t,4} \cdot b_{t,4} - n_{tr,P1a} \cdot l_{tr,e,P1a} \cdot D_{tr,P1a}$$

Kde $a_{t,4}$ [m] je délka kanálu (čtvrtého tahu), $b_{t,4}$ [m] je šířka kanálu, $n_{tr,P1a}$ [-] je počet trubek v přehříváku P1a, $l_{tr,e,P1a}$ [m] je efektivní délka těchto trubek a $D_{tr,P1a}$ [m] průměr těchto trubek. Efektivní délka trubek byla určena z modelu: $l_{tr,e,P1a} = 3000 \text{ mm}$.

Ostatní číselné hodnoty jsou doplněny z bilančního výpočtu výpočtového oddělení PBS:

Tabulka 12 Zadání: rozměry přehříváku P1a

Přehřívák P1a		
Vnější průměr trubky	38	mm
Tloušťka trubky	3,6	mm
Počet trubek v jedné řadě	10	-
Počet řad	24	-
Rozměry čtvrtého tahu		
Délka kanálu	3000	mm
Šířka kanálu	1100	mm

$$F_{SP,P1a} = 3 \cdot 1,1 - 10 \cdot 3 \cdot 0,038 = 2,16 \text{ m}^2$$

Skutečný objem spalin pro střední teplotu proudu při průchodu přes přehřívák P1a:

$$\dot{V}_{SP,P1a}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,P1a}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,P1a}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{410 + 273,15}{273,15} = 64\,248,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 17,847 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rychlost spalin:

$$w_{SP,P1a} = \frac{\dot{V}_{SP,P1a}^{skut}}{F_{SP,P1a}} = \frac{64\,248,3}{2,16} = 29\,744,6 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 8,262 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Hustota spalin je přepočtena také na střední hodnotu mezi vstupní a výstupní teplotou proudu kolem svazku P1a:

$$\rho_{SP,P1a} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,P1a}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,P1a} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{410 + 273,15} = 0,515 \frac{kg}{m^3}$$

Tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu bez vlivu uspořádání trubek přehříváku P1a je následující:

$$\Delta p_{1,P1a} = \frac{8,262^2}{2} \cdot 0,515 \cdot \left(\frac{273 + 410}{273 + 310} \right)^{0,583} = 19,261 Pa$$

Součinitel x [-] je určen pro příčnou rozteč $s_1 = 110$ mm a podélnou rozteč $s_2 = 80$ mm; Poměrová hodnota:

$$\frac{s_{2,P1a}^{stř}}{s_{1,P1a} - d_{P1a}} = \frac{80}{110 - 38} = 1,111$$

Hodnota součinitele určena odečtem dle [6] (str. 690): $x_{P1a} = 0,68$. Ztráta jedné řady přehříváku P1a bude:

$$\Delta p_{1,P1a} \cdot x_{P1a} = 19,261 \cdot 0,68 = 13,098 Pa$$

A výsledná místní ztráta přehříváku P1a:

$$\Delta p_{z,P1a} = 19,261 \cdot 0,68 \cdot 24 = 314,347 Pa$$

Odečtením z diagramu tlakové ztráty určuje $\Delta p_{1,P1a} = 3,25 Pa$. Při následném dosazení vychází tlaková ztráta přehříváku P1a:

$$\Delta p_{z,P1a} = 3,25 \cdot 0,68 \cdot 24 = 53,040 Pa$$

Ztráta E3 – první blok B

Dalším svazkem ve čtvrtém tahu je ekonomizér s označením E3, který je rozdělen na dva bloky (označené jako A a B v pořadí proudění média, tedy vody). Výpočet je opět proveden samostatně pro jednotlivé bloky, neboť se liší teploty vody v trubkách výměníků i teploty omývajících spalin. Liší se tedy i charakteristiky, jako je hustota spalin, rychlost spalin a objem spalin.

Teplota uvnitř trubky ekonomizéru E3_B:

$$t_{P,E3_B}^{stř} = \frac{t_{E3_B,in} + t_{E3_B,out}}{2}$$

$$t_{P,E3_B}^{stř} = \frac{217 + 239}{2} = 228 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ekonomizérem proudí voda a vlivem všech předcházejících svazků je již chráněn proti sálání – navíc je umístěn ve čtvrtém tahu, tedy plechovém kanálu. Teplotní přírůstek je tedy 20 °C [8]. Teplota stěny ekonomizéru E3_B:

$$t_{st,E3_B} = t_{P,E3_B}^{stř} + t_{př} = 228 + 20 = 248 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota proudu spalin pro ekonomizér E3_B:

$$t_{SP,E3_B}^{stř} = \frac{t_{SP,E3_B,in} + t_{SP,E3_B,out}}{2} = \frac{385 + 346,5}{2} = 365,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP,E3_B} = a_{t,4} \cdot b_{t,4} - n_{tr,E3_B} \cdot l_{tr,e,E3_B} \cdot D_{tr,E3_B}$$

Kde $a_{t,4}$ [m] je délka kanálu (čtvrtého tahu), $b_{t,4}$ [m] je šířka kanálu, $n_{tr,E3_B}$ [-] je počet trubek v prvním bloku ekonomizéru E3, $l_{tr,e,E3_B}$ [m] je efektivní délka těchto trubek a $D_{tr,E3_B}$ [m] průměr těchto trubek. Efektivní délka trubek byla určena z modelu. Opět je svazek umístěn do trubkovnice a je tím využito celé výšky kanálu: $l_{tr,e,E3_B} = 3000$ mm.

Ostatní číselné hodnoty jsou doplněny z bilančního výpočtu výpočtového oddělení PBS:

Tabulka 13 Zadání: rozměry ekonomizéru E3

Ekonomizér E3		
Vnější průměr trubky	31,8	mm
Tloušťka trubky	3,2	mm
Počet trubek v jedné řadě	10	-
Počet řad	26	-
Rozměry čtvrtého tahu		
Délka kanálu	3000	mm
Šířka kanálu	1100	mm

$$F_{SP,E3_B} = 3 \cdot 1,1 - 10 \cdot 3 \cdot 0,0318 = 2,346 \text{ m}^2$$

Skutečný objem spalin pro střední teplotu proudu při průchodu přes ekonomizér E3_B:

$$\dot{V}_{SP,E3_B}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,E3_B}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,E3_B}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{365,75 + 273,15}{273,15} = 60\,086,7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Rychlost spalin:

$$w_{SP,E3_B} = \frac{\dot{V}_{SP,E3_B}^{skut}}{F_{SP,E3_B}} = \frac{60\,086,7}{2,346} = 25\,612,4 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 7,115 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Hustota spalin je přepočtena také na střední hodnotu mezi vstupní a výstupní teplotou proudu kolem svazku E3_B:

$$\rho_{SP,E3_B} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,E3_B}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,E3_B} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{365,75 + 273,15} = 0,550 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Průměrná tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu ekonomizéru E3_B bez vlivu roztečí je následující:

$$\Delta p_{1,E3_B} = \frac{7,115^2}{2} \cdot 0,550 \cdot \left(\frac{273 + 365,75}{273 + 248} \right)^{0,583} = 15,680 \text{ Pa}$$

Součinitel x [-] je určen pro příčnou rozteč $s_1 = 100$ mm a podélnou rozteč $s_2 = 80$ mm; Poměrová hodnota:

$$\frac{s_{2,E3}^{stř}}{s_{1,E3} - d_{E3}} = \frac{80}{100 - 31,8} = 1,173$$

Hodnota součinitele určena odečtem dle [6] (str. 690): $x_{E3} = 0,72$. Ztráta jedné řady ekonomizéru E3_B bude:

$$\Delta p_{1,E3_B} \cdot x_{E3} = 15,680 \cdot 0,72 = 11,289 \text{ Pa}$$

A výsledná místní ztráta E3_B:

$$\Delta p_{z,E3_B} = 15,680 \cdot 0,72 \cdot 26 = 293,538 \text{ Pa}$$

Odečtením z diagramu tlakové ztráty určuje $\Delta p_{1,E3_B} = 2,6 \text{ Pa}$. Při následném dosazení vychází tlaková ztráta ekonomizéru E3_B:

$$\Delta p_{z,E3_B} = 2,6 \cdot 0,72 \cdot 26 = 48,672 \text{ Pa}$$

Ztráta E3 – druhý blok A

Dalším svazkem čtvrtém tahu je druhý blok ekonomizér E3, v pořadí pro vodu první, tedy A. Výpočet proveden podle [6].

Teplota uvnitř trubky ekonomizéru E3_A:

$$t_{P,E3_A}^{stř} = \frac{t_{E3_A,in} + t_{E3_A,out}}{2}$$

$$t_{P,E3_A}^{stř} = \frac{195 + 217}{2} = 206 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ekonomizér je naplněn vodou a předchozími svazky chráněn proti sálání, teplotní přírůstek je tedy $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ [8]. Teplota stěny ekonomizéru E3_A:

$$t_{st,E3_A} = t_{P,E3_A}^{stř} + t_{př} = 206 + 20 = 226 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota proudu spalin pro ekonomizér E3_A:

$$t_{SP,E3_A}^{stř} = \frac{t_{SP,E3_A,in} + t_{SP,E3_A,out}}{2} = \frac{346,5 + 308}{2} = 327,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Geometrické parametry jsou stejné, jako u prvního bloku E3 (E3_B):

$$F_{SP,E3_A} = 2,346 \text{ m}^2$$

$$l_{tr,e,E3_A} = 3000 \text{ mm}$$

Skutečný objem spalin pro střední teplotu proudu při průchodu přes ekonomizér E3_A:

$$\dot{V}_{SP,E3_A}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,E3_A}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,E3_A}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{327,25 + 273,15}{273,15} = 56\,465,9 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 15,685 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rychlost spalin:

$$w_{SP,E3_A} = \frac{\dot{V}_{SP,E3_A}^{skut}}{F_{SP,E3_A}} = \frac{56\,465,9}{2,346} = 24\,069,0 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 6,686 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Střední skutečná hustota spalin kolem svazku E3_A:

$$\rho_{SP,E3_A} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,E3_A}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,E3_A} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{327,25 + 273,15} = 0,585 \frac{kg}{m^3}$$

Tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu ekonomizéru E3_A je následující:

$$\Delta p_{1,E3_A} = \frac{6,686^2}{2} \cdot 0,585 \cdot \left(\frac{273 + 327,25}{273 + 226} \right)^{0,583} = 14,562 Pa$$

Součinitel x [-] je roven součiniteli x [-] pro svazek E3_B, jelikož geometrické parametry jsou u obou bloků ekonomizéru č. 3 stejné. Poměrová hodnota roztečí je tedy 1,173 a odpovídající součinitel $x_{E3} = 0,72$. Průměrná ztráta jedné řady ekonomizéru E3_A bude:

$$\Delta p_{1,E3_A} \cdot x_{E3} = 14,562 \cdot 0,72 = 10,493 Pa$$

A výsledná místní tlaková ztráta při proudění spalin přes svazek E3_A:

$$\Delta p_{z,E3_A} = 14,562 \cdot 0,72 \cdot 26 = 272,808 Pa$$

Odečtení z diagramu určuje tlakovou ztrátu $\Delta p_{1,E3_A} = 2,42 Pa$. Při následném dosažení vychází tlaková ztráta ekonomizéru E3_A:

$$\Delta p_{z,E3_A} = 2,42 \cdot 0,72 \cdot 26 = 45,302 Pa$$

Ztráta E2 – první blok D

Dalším svazkem čtvrtého tahu je ekonomizér E2, který je rozdělen na bloky 4 (označené jako A, B, C, D v pořadí proudění média v trubkách, tedy vody). Výpočet je opět proveden dle [6] (viz obecný úvod kapitoly 7.4 Aerodynamický výpočet) a to samostatně pro jednotlivé bloky z důvodu rozdílů teplot vody i spalin.

Teplota uvnitř trubky ekonomizéru E2_D:

$$t_{P,E2_D}^{stř} = \frac{t_{E2_D,in} + t_{E2_D,out}}{2}$$

$$t_{P,E2_D}^{stř} = \frac{226,25 + 252}{2} = 239,125 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ekonomizérem proudí voda a je chráněn proti sálání, dle normy ČSN EN 12952-3 je teplotní přírůstek 20 °C [8]. Teplota stěny ekonomizéru E2_D:

$$t_{st,E2_D} = t_{P,E2_D}^{stř} + t_{př} = 239,125 + 20 = 259,125 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota proudu spalin pro ekonomizér E2_B:

$$t_{SP,E2_D}^{stř} = \frac{t_{SP,E2_D,in} + t_{SP,E2_D,out}}{2} = \frac{308 + 288,5}{2} = 298,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Průtočný průřez spalin:

$$F_{SP,E2_D} = a_{t,4} \cdot b_{t,4} - n_{tr,E2_D} \cdot l_{tr,e,E2_D} \cdot D_{tr,E2_D}$$

Kde $a_{t,4}$ [m] je délka kanálu (čtvrtého tahu), $b_{t,4}$ [m] je šířka kanálu, $n_{tr,E2_D}$ [-] je počet trubek v prvním bloku ekonomizéru E2, $l_{tr,e,E2_D}$ [m] je efektivní délka těchto trubek

a $D_{tr,E2_D}$ [m] průměr těchto trubek. Svazek je zavěšen do trubkovnice a efektivní délka trubek je opět celá výška kanálu: $l_{tr,e,E2_D} = 3000$ mm.

Ostatní číselné hodnoty jsou doplněny z bilančního výpočtu výpočtového oddělení PBS:

Tabulka 14 Zadání: rozměry ekonomizéru E2

Ekonomizér E2		
Vnější průměr trubky	31,8	mm
Tloušťka trubky	3,2	mm
Počet trubek v jedné řadě	10	-
Počet řad	26	-
Rozměry čtvrtého tahu		
Délka kanálu	3000	mm
Šířka kanálu	1100	mm

$$F_{SP,E2_D} = 3 \cdot 1,1 - 10 \cdot 3 \cdot 0,0318 = 2,346 \text{ m}^2$$

Skutečný objem spalin pro střední teplotu proudu při průchodu přes ekonomizér E2_D:

$$\dot{V}_{SP,E2_D}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,E2_D}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,E2_D}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{298,25 + 273,15}{273,15} = 53\,738,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 14,927 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rychlost spalin:

$$w_{SP,E2_D} = \frac{\dot{V}_{SP,E2_D}^{skut}}{F_{SP,E2_D}} = \frac{53\,738,5}{2,346} = 22\,906,4 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 6,363 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Střední skutečná hustota spalin kolem svazku E2_D:

$$\rho_{SP,E2_D} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,E2_D}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,E2_D} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{298,25 + 273,15} = 0,615 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu ekonomizéru E2_D bez zahrnutí vlivu roztečí je následující:

$$\Delta p_{1,E2_D} = \frac{6,363^2}{2} \cdot 0,615 \cdot \left(\frac{273 + 298,25}{273 + 259,125} \right)^{0,583} = 12,976 \text{ Pa}$$

Součinitel x [-] pro svazky ekonomizéru E2 je určen pro příčnou rozteč $s_1 = 100$ mm, podélnou rozteč $s_2 = 80$ mm a vnější průměr $d=31,8$ mm. Poměrová hodnota:

$$\frac{s_{2,E2}^{stř}}{s_{1,E2} - d_{E2}} = \frac{80}{100 - 31,8} = 1,173$$

Hodnota součinitele určena odečtem dle [6] (str. 690): $x_{E2} = 0,72$.

Průměrná ztráta jedné řady svazku E2_D bude:

$$\Delta p_{1,E2_D} \cdot x_{E2} = 12,976 \cdot 0,72 = 9,345 \text{ Pa}$$

A výsledná místní ztráta svazku E2_D:

$$\Delta p_{z,E2_D} = 12,976 \cdot 0,72 \cdot 26 = 242,965 \text{ Pa}$$

Odečtení z diagramu určuje tlakovou ztrátu $\Delta p_{1,E2_D} = 2,6 \text{ Pa}$. Při následném dosazení vychází tlaková ztráta ekonomizéru E2_D:

$$\Delta p_{z,E2_D} = 2,6 \cdot 0,72 \cdot 26 = 48,672 \text{ Pa}$$

Ztráta E2 – druhý blok C

Dalším svazkem čtvrtém tahu je druhý blok ekonomizéru E2, v pořadí pro vodu třetí, tedy C. Výpočet proveden podle [6].

Teplota uvnitř trubky ekonomizéru E2_C:

$$t_{P,E2_C}^{stř} = \frac{t_{E2_C,in} + t_{E2_C,out}}{2}$$

$$t_{P,E2_C}^{stř} = \frac{200,5 + 226,25}{2} = 213,375 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ekonomizér je naplněn vodou a předchozími svazky chráněn proti sálání, teplotní přírůstek je tedy $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ [8]. Teplota stěny svazku E2_C:

$$t_{st,E2_C} = t_{P,E2_C}^{stř} + t_{př} = 213,375 + 20 = 233,375 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota proudu spalin pro ekonomizér E2_C:

$$t_{SP,E2_C}^{stř} = \frac{t_{SP,E2_C,in} + t_{SP,E2_C,out}}{2} = \frac{288,5 + 269}{2} = 278,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Geometrické parametry jsou stejné, jako u prvního bloku ekonomizéru E2:

$$F_{SP,E2_C} = 2,346 \text{ m}^2$$

$$l_{tr,e,E2_C} = 3000 \text{ mm}$$

Skutečný objem spalin pro střední teplotu proudu při průchodu přes blok E2_C:

$$\dot{V}_{SP,E2_C}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,E2_C}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,E2_C}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{278,75 + 273,15}{273,15} = 51\,904,7 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 14,418 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rychlost spalin:

$$w_{SP,E2_C} = \frac{\dot{V}_{SP,E2_C}^{skut}}{F_{SP,E2_C}} = \frac{51\,904,7}{2,346} = 22\,124,8 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 6,146 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Střední skutečná hustota spalin kolem svazku E2_C:

$$\rho_{SP,E2_C} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,E2_C}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,E2_C} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{278,75 + 273,15} = 0,637 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu ekonomizéru E2_C bez započtení vlivu roztečí je následující:

$$\Delta p_{1,E2_C} = \frac{6,146^2}{2} \cdot 0,637 \cdot \left(\frac{273 + 278,75}{273 + 233,375} \right)^{0,583} = 9,105 \text{ Pa}$$

Součinitel $x [-]$ pro všechny svazky ekonomizéru E2 je stejný: $x_{E2} = 0,72$.

Průměrná ztráta jedné řady svazku E2_C bude:

$$\Delta p_{1,E2_C} \cdot x_{E2} = 9,105 \cdot 0,72 = 6,555 \text{ Pa}$$

A výsledná místní ztráta svazku E2_C:

$$\Delta p_{z,E2_C} = 9,105 \cdot 0,72 \cdot 26 = 170,436 \text{ Pa}$$

Odečtení z diagramu určuje tlakovou ztrátu $\Delta p_{1,E2_C} = 2,2 \text{ Pa}$. Při následném dosazení vychází tlaková ztráta ekonomizéru E2_C:

$$\Delta p_{z,E2_C} = 2,2 \cdot 0,72 \cdot 26 = 41,184 \text{ Pa}$$

Ztráta E2 – třetí blok B

Dalším svazkem čtvrtém tahu je třetí blok ekonomizéru E2, v pořadí pro vodu druhý, tedy B. Výpočet proveden podle [6]:

Teplota uvnitř trubky ekonomizéru E2_B:

$$t_{P,E2_B}^{stř} = \frac{t_{E2_B,in} + t_{E2_B,out}}{2}$$

$$t_{P,E2_B}^{stř} = \frac{174,75 + 200,5}{2} = 187,625 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ekonomizér je naplněn vodou a předchozími svazky chráněn proti sálání, teplotní přírůstek je tedy 20 °C dle normy ČSN EN 12952-3. Teplota stěny svazku E2_B:

$$t_{st,E2_B} = t_{P,E2_B}^{stř} + t_{př} = 187,625 + 20 = 207,625 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota proudu spalin pro svazek E2_B:

$$t_{SP,E2_B}^{stř} = \frac{t_{SP,E2_B,in} + t_{SP,E2_B,out}}{2} = \frac{269 + 249,5}{2} = 259,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Geometrické parametry jsou stejné, jako pro všechny svazky ekonomizéru E2:

$$F_{SP,E2_B} = 2,346 \text{ m}^2$$

$$l_{tr,e,E2_B} = 3000 \text{ mm}$$

Skutečný objem spalin pro střední teplotu proudu při průchodu přes blok E2_B:

$$\dot{V}_{SP,E2_B}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,E2_B}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,E2_B}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{259,25 + 273,15}{273,15} = 50\,070,7 \frac{m^3}{h} = 13,909 \frac{m^3}{s}$$

Rychlost spalin:

$$w_{SP,E2_B} = \frac{\dot{V}_{SP,E2_B}^{skut}}{F_{SP,E2_B}} = \frac{50\,070,7}{2,346} = 21\,343,0 \frac{m}{h} = 5,929 \frac{m}{s}$$

Střední skutečná hustota spalin kolem svazku E2_B:

$$\rho_{SP,E2_B} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,E2_B}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,E2_B} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{259,25 + 273,15} = 0,660 \frac{kg}{m^3}$$

Tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu ekonomizéru E2_B bez zahrnutí vlivu roztečí je následující:

$$\Delta p_{1,E2_B} = \frac{5,929^2}{2} \cdot 0,660 \cdot \left(\frac{273 + 259,25}{273 + 207,625} \right)^{0,583} = 8,866 Pa$$

Hodnota součinitele x [-] pro všechny svazky ekonomizéru E2 je identická: $x_{E2} = 0,72$.

Průměrná ztráta jedné řady svazku E2_B bude:

$$\Delta p_{1,E2_B} \cdot x_{E2} = 8,866 \cdot 0,72 = 6,384 Pa$$

A výsledná místní ztráta svazku E2_B:

$$\Delta p_{z,E2_B} = 8,866 \cdot 0,72 \cdot 26 = 165,975 Pa$$

Odečtení z diagramu určuje tlakovou ztrátu $\Delta p_{1,E2_B} = 2,18 Pa$. Při následném dosazení vychází tlaková ztráta ekonomizéru E2_B:

$$\Delta p_{z,E2_B} = 2,18 \cdot 0,72 \cdot 26 = 40,810 Pa$$

Ztráta E2 – čtvrtý blok A

Posledním svazkem čtvrtého tahu i ekonomizéru E2 je blok A. Výpočet proveden podle [6].

Teplota uvnitř trubky ekonomizéru E2_A:

$$t_{P,E2_A}^{stř} = \frac{t_{E2_A,in} + t_{E2_A,out}}{2}$$

$$t_{P,E2_A}^{stř} = \frac{149 + 174,75}{2} = 161,875 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ekonomizér je naplněn vodou a předchozími svazky chráněn proti sálání, teplotní přírůstek dle normy ČSN EN 12952-3 je tedy 20 °C [8]. Teplota stěny svazku E2_A:

$$t_{st,E2_A} = t_{P,E2_A}^{stř} + t_{př} = 161,875 + 20 = 181,875 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Střední teplota proudu spalin pro svazek E2_A:

$$t_{SP,E2_A}^{stř} = \frac{t_{SP,E2_A,in} + t_{SP,E2_A,out}}{2} = \frac{249,5 + 230}{2} = 239,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Geometrické parametry jsou stejné, jako u všech bloků ekonomizéru E2:

$$F_{SP,E2_A} = 2,346 \text{ m}^2$$

$$l_{tr,e,E2_A} = 3000 \text{ mm}$$

Skutečný objem spalin pro střední teplotu proudu při průchodu přes blok E2_A:

$$\dot{V}_{SP,E2_A}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,E2_A}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,E2_A}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{239,75 + 273,15}{273,15} = 48\,236,8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 13,399 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Rychlost spalin:

$$w_{SP,E2_A} = \frac{\dot{V}_{SP,E2_A}^{skut}}{F_{SP,E2_A}} = \frac{48\,236,8}{2,346} = 20\,531,3 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 5,711 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Střední skutečná hustota spalin kolem svazku E2_A:

$$\rho_{SP,E2_A} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,E2_A}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,E2_A} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{239,75 + 273,15} = 0,685 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Tlaková ztráta při průchodu svazkem pro jednu řadu ekonomizéru E2_A bez zahrnutí vlivu roztečí je následující:

$$\Delta p_{1,E2_A} = \frac{5,711^2}{2} \cdot 0,685 \cdot \left(\frac{273 + 239,75}{273 + 181,875} \right)^{0,583} = 11,986 \text{ Pa}$$

Hodnota součinitele x [-] pro všechny svazky ekonomizéru E2 je identická: $x_{E2} = 0,72$.

Průměrná ztráta jedné řady svazku E2_A bude:

$$\Delta p_{1,E2_A} \cdot x_{E2} = 11,986 \cdot 0,72 = 8,630 \text{ Pa}$$

A výsledná místní ztráta svazku E2_A:

$$\Delta p_{z,E2_A} = 11,986 \cdot 0,72 \cdot 26 = 224,387 \text{ Pa}$$

Odečtení z diagramu určuje tlakovou ztrátu $\Delta p_{1,E2_A} = 2,1 \text{ Pa}$. Při následném dosazení vychází tlaková ztráta svazku E2_A:

$$\Delta p_{z,E2_A} = 2,1 \cdot 0,72 \cdot 26 = 39,312 \text{ Pa}$$

Tlaková ztráta délková mezi svazky výměníků je 1,001 Pa.

Výpočet ztráty změnou směru ze 4. tahu je proveden pro ostré koleno, úhel 90° (součinitel $x_2 = 1$), rychlost proudění 9,958 m/s a střední teplotu v obratu 230 °C. Tlaková ztráta obratem proudu ze 4. tahu:

$$\Delta p_{m,4-zákolí} = (1,2 \cdot 1) \cdot \frac{9,958^2}{2} \cdot 0,699 = 41,559 \text{ Pa}$$

7.4.12 Tlaková ztráta spalínovodu do reaktoru

Ztráta délková do reaktoru je 6,09 Pa. A ztráta 90° obratem do reaktoru je spočtena na 18,09 Pa.

Vztlak vstupu do reaktoru spočítán dle obecné rovnice (viz 7.4 Aerodynamický výpočet):

$$\Delta p_{VZ,R,in} = \left(1,2045 - 1,287 \cdot \left(\frac{273}{273 + 230} \right) \right) \cdot 1 \cdot 9,81 = 4,962 \text{ Pa}$$

Jelikož ve vstupu do reaktoru proudí spaliny směrem nahoru, vztlak bude od celkové tlakové ztráty odečten (tah pomáhá v proudění spalín).

Výpočet ztráty změnou směru do reaktoru je proveden pro koleno s poměrem poloměru zaoblení ku šířce 0,67 (součinitel $\xi_0 = 0,55$), pro Reynoldsovo číslo 328 626 ($x_1 = 0,95$), úhel ohybu 90° (součinitel $x_2 = 1$), poměru výšky ku šířce 1,1 (součinitel $x_3 = 1$), rychlost proudění 9,958 m/s a střední teplotu v obratu 230 °C. Tlaková ztráta obratem proudu do reaktoru:

$$\Delta p_{m,r,in} = (0,55 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1) \cdot \frac{9,958^2}{2} \cdot 0,699 = 18,095 \text{ Pa}$$

7.4.13 Tlaková ztráta spalínovodu mezi reaktorem a filtrem

Ztráta délková na výstupu z reaktoru 1,92 Pa.

Ztráta místní změnou směru 2x je spočtena na 41,96 Pa.

Ztráta délková ke kompenzátoru je 1,18 Pa.

Snížení osy spalínovodu mezi výstupem z reaktoru a vstupem do filtru (o 450 mm) vytváří v této oblasti vztlakový účinek. Číselně je vyjádřen dle obecné rovnice (viz 7.4 Aerodynamický výpočet):

$$\Delta p_{VZ,F,in} = \left(1,2045 - 1,287 \cdot \left(\frac{273}{273 + 225} \right) \right) \cdot 0,45 \cdot 9,81 = 2,202 \text{ Pa}$$

Jelikož v propojovacím spalínovodu proudí spaliny směrem dolů, vztlakový účinek působí ztrátu a při návrhu ventilátorů bude k celkové tlakové ztrátě přičten.

7.4.14 Tlaková ztráta spalínovodu mezi filtrem a E1

Ztráta délková za výstupem mezi filtrem a E1 je spočtena pro 225 °C na 3,25 Pa.

Ztráta místní změnou směru proudu je spočtena na 22,58 Pa.

Výšková úroveň výstupu z kolene a vstupu do ekonomizéru 1 je rozdílná (o 900 mm), což způsobuje vztlakový účinek. Číselně je vyjádřen dle obecné rovnice (viz 7.4 Aerodynamický výpočet):

$$\Delta p_{VZ,E1,in} = \left(1,2045 - 1,287 \cdot \left(\frac{273}{273 + 225} \right) \right) \cdot 0,9 \cdot 9,81 = 4,404 \text{ Pa}$$

Jelikož v propojovacím spalínovodu proudí spaliny směrem dolů, vztlakový účinek působí ztrátu a při návrhu ventilátorů bude k celkové tlakové ztrátě přičten.

7.4.15 Tlaková ztráta E1

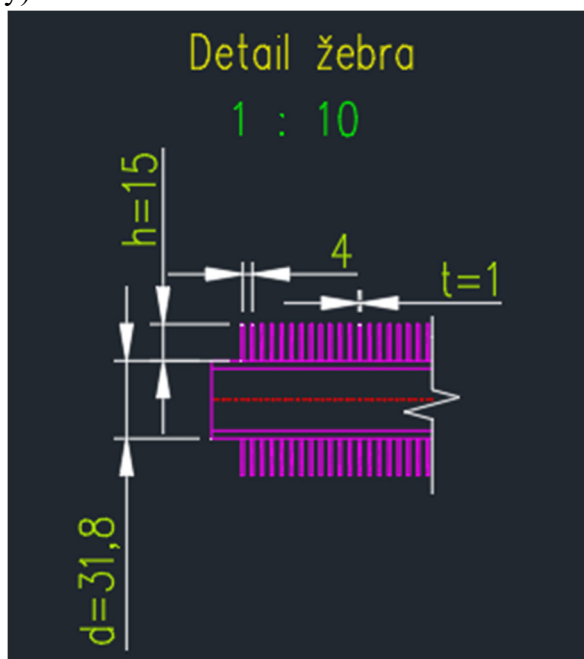
Výpočet tlakové ztráty žebrovaného ekonomizéru je rozdílný od výpočtů tlakových ztrát nežebrovaných svazků. Vychází z typického výpočtu místních tlakových ztrát:

$$\Delta p_m = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho$$

Kde ztrátový součinitel ξ [–] je určen specificky dle [6] (str. 962):

$$\xi = K \cdot n \cdot \left(\frac{h}{d}\right)^{k_1} \cdot \left(\frac{t}{d}\right)^{-k_2} \cdot Re_{st}^{-k_3}$$

Kde n [–] je počet řad, Re_{st} [–] je Reynoldsovo číslo vztažené na střední teplotu stěny, členy h, d, t [mm] jsou geometrické rozměry vycházející z návrhu ekonomizéru (viz obrázek – Výkres žebrované trubky):



Obr. 7-10 Detail žebra

Konstanty K, k_1, k_2, k_3 [–] závisí na uspořádání trubek a jsou voleny dle [6] (str. 692, Tab. 8.6). pro uspořádání trubek vystřídané a rozteče přibližující se dvojnásobku průměru trubky jsou konstanty voleny dle tabulky:

Konstanty pro žebrovanou trubku E1			
K	k_1	k_2	k_3
2,7	0,45	0,72	0,24

Geometrické vlastnosti vychází z tepelného výpočtu od výpočtového oddělení PBS:

Ekonomizér E1 za filtrem spalin		
Vnější průměr trubky	31,8	mm
Tloušťka trubky	3,2	mm

Počet trubek v jedné řadě	10	-
Počet řad	10	-
Příčná rozteč	75	mm
Podélná rozteč	80	mm
Rozměry žeber		
Výška žebra	15	mm
Tloušťka žebra	1	mm
Počet žeber na metr	250	-
Rozměry kanálu		
Výška kanálu	4500	mm
Šířka kanálu	800	mm

Teplota stěny trubky vychází z normy ČSN EN 12952-3, kapitoly 6. Teplota uvnitř trubky je určena jako střední hodnota mezi vstupní a výstupní teplotou média, tedy vody:

$$t_{P,E1}^{stř} = \frac{t_{E1,in} + t_{E1,out}}{2}$$

$$t_{P,E1}^{stř} = \frac{105 + 175}{2} = 140 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ekonomizér je chráněn proti sálání a proudí jím voda – teplotní přírůstek bude 20 °C [8]:

$$t_{st,E1} = t_{P,E1}^{stř} + t_{př} = 140 + 20 = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Reynoldsovo číslo vztažené na teplotu stěny trubky je spočteno:

$$Re = \frac{w_{SP,E1}^{stř} \cdot d_e}{\nu}$$

Kde $w_{SP,E1}^{stř} \left[\frac{m}{s} \right]$ je rychlost spalin v ekonomizéru E1, $d_e [m]$ je ekvivalentní průměr kanálu a $\nu \left[\frac{m^2}{s} \right]$ je kinematická viskozita spalin určena pro střední teplotu stěny trubky.

Rychlost spalin závisí na normálním objemovém průtoku spalin spočteném v kapitole 0

Spaliny a světlem průtočným průřezem spalin. Ten je pro žebrované trubky dán následovně:

$$F_{SP,E1} = a_{t,E1} \cdot b_{t,E1} - n_{tr,E1} \cdot l_{tr,e,E1} \cdot D_{tr,E1} - 2 \cdot n_{tr,E1} \cdot l_{tr,e,E1} \cdot n_{z,E1} \cdot h_{z,E1} \cdot t_{z,E1}$$

Kde $a_{t,E1}$ [m] je délka kanálu, $b_{t,E1}$ [m] je šířka kanálu, $n_{tr,E1}$ [-] je počet trubek v řadě ekonomizéru E1, $l_{tr,e,E1}$ [m] je efektivní délka těchto trubek a $D_{tr,E1}$ [m] průměr těchto trubek. Opět je svazek umístěn do trubkovnice a je tím využito celé výšky kanálu: $l_{tr,e,E1} = 4500$ mm. Oproti výměníkům ve 3. a 4. tahu je zde navíc plocha žeber, kterou je nutné od volného prostoru odečíst. Počet žeber na metr je dán parametrem $n_{z,E1} \left[\frac{1}{m} \right]$, výška žebra $h_{z,E1}$ [m] a tloušťka žebra $t_{z,E1}$ [m].

$$F_{SP,E1} = 4,5 \cdot 0,8 - 10 \cdot 4,5 \cdot 0,0318 - 2 \cdot 10 \cdot 4,5 \cdot 250 \cdot 0,015 \cdot 0,001 = 1,8315 \text{ m}^2$$

Střední teplota spalin ve svazku:

$$t_{SP,E1}^{stř} = \frac{t_{SP,E1,in} + t_{SP,E1,out}}{2} = \frac{225 + 150}{2} = 187,5 \text{ °C}$$

Skutečný objem spalin pro střední teplotu proudu při průchodu přes E1:

$$\dot{V}_{SP,E1}^{skut} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \frac{t_{SP,E1}^{stř} + 273,15}{273,15}$$

$$\dot{V}_{SP,E1}^{skut} = 25\,689 \cdot \frac{187,5 + 273,15}{273,15} = 43\,322,8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Rychlost spalin:

$$w_{SP,E1} = \frac{\dot{V}_{SP,E1}^{skut}}{F_{SP,E1}} = \frac{43\,322,8}{1,8315} = 23\,654,3 \frac{\text{m}}{\text{h}} = 6,571 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Střední skutečná hustota spalin kolem svazku E1:

$$\rho_{SP,E1} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,E1}^{stř} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,E1} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{187,5 + 273,15} = 0,763 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Ekvivalentní průměr kanálu:

$$d_e = \frac{4 \cdot F}{O}$$

Kde F [m²] je průřez a O [m] je obvod kanálu. Pro ekonomizér E1:

$$d_{e,E1} = \frac{4 \cdot a_{t,E1} \cdot b_{t,E1}}{2 \cdot (a_{t,E1} + b_{t,E1})} = \frac{4 \cdot 4,5 \cdot 0,8}{2 \cdot (4,5 + 0,8)} = 1,3585 \text{ m}$$

Kinematická viskozita spalin pro střední teplotu stěny ekonomizéru E1 (160 °C) je určena pro složení spalin spočteném v kapitole 0

Spaliny na základě interpolace dat z tabulky „Fyzikální vlastnosti spalin s 13 % CO₂ při p = 0,101 MPa“ [2].

$$v_{SP,E1}^{stř,st} = 0,000\ 028\ 013 \frac{m^2}{s}$$

Reynoldsovo číslo prostřední teplotu stěny trubky ekonomizéru E1 tedy bude:

$$Re_{E1,st} = \frac{w_{SP,E1}^{stř} \cdot d_{e,E1}}{v_{SP,E1}^{stř,st}} = \frac{6,571 \cdot 1,3585}{0,000\ 028\ 013} = 318\ 649,24 [-]$$

Ztrátový součinitel pro E1:

$$\xi = 2,7 \cdot 10 \cdot \left(\frac{15}{31,8}\right)^{0,45} \cdot \left(\frac{1}{31,8}\right)^{-0,72} \cdot 318\ 662,89^{-0,24} = 11,104$$

Místní ztráta ekonomizéru E1 poté bude:

$$\Delta p_{m,E1} = 11,104 \cdot \frac{6,571^2}{2} \cdot 0,763 = 182,906\ Pa$$

Vztlak

Rozdíl výšek na vstupu a výstupu z ekonomizéru č. 1 (o 1480 mm) způsobuje účinek vztlaku. Je spočten dle obecné rovnice (viz 7.4 Aerodynamický výpočet):

$$\Delta p_{VZ,E1} = \left(\rho_V - \rho_{SP}^{norm} \cdot \left(\frac{273}{273 + t_{SP,E1}^{stř}} \right) \right) \cdot \Delta h \cdot g$$

$$\Delta p_{VZ,E1} = \left(1,2045 - 1,287 \cdot \left(\frac{273}{273 + \frac{225 + 150}{2}} \right) \right) \cdot 1,48 \cdot 9,81 = 6,334\ Pa$$

Jelikož ekonomizérem č. 1 proudí spaliny směrem dolů, vztlakový účinek působí ztrátu a při návrhu ventilátorů bude k celkové tlakové ztrátě přičten.

7.4.16 Tlaková ztráta mezi E1 a spalínovým ventilátorem

Ztráta délková je spočtena na 31,054 Pa. Ztráta dvěma redukcemi dle konzultace 50,6 Pa. Ztráta místní změnou směru proudu je spočtena na 2,51 Pa.

Vztlak

Rozdíl výšek výstupu z ekonomizéru č. 1 a vstupu do kolene v propojovacím spalínovodu mezi E1 a spalínovým ventilátorem (o 1150 mm) způsobuje účinek vztlaku. Ten je spočten dle obecné rovnice (viz 7.4 Aerodynamický výpočet):

$$\Delta p_{VZ,E1,out} = \left(1,2045 - 1,287 \cdot \left(\frac{273}{273 + 150} \right) \right) \cdot 1,15 \cdot 9,81 = 4,216\ Pa$$

Jelikož v propojovacím spalínovodu proudí spaliny směrem dolů, vztlakový účinek působí ztrátu a při návrhu ventilátorů bude k celkové tlakové ztrátě přičten.

7.4.17 Tlaková ztráta mezi spalínovým ventilátorem a komínem

Místní tlakové ztráty po cestě jsou dané redukcí ze spalínového ventilátoru, která je dle konzultace volena na 562 Pa, spočtenou ztrátou změnou směru proudu 25,93 Pa a odběrem reci spočteným na 91,76 Pa.

Ztráta délková je spočtena na 28,83 Pa.

Ztráta vztlakem působí po směru proudění a má tedy záporné znaménko: -6,782 Pa.

7.4.18 Tlaková ztráta komína

Jedna z nejdůležitějších částí ztráty komína je ztráta vztlakem. Koeficienty ztrát na vstupu a výstupu ze sopouchu byly zanedbány.

$$\Delta p_{KO} = \Delta \rho \cdot h_{KO} \cdot g$$

Kde h_{KO} [m] je výška komína a $\Delta \rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ je rozdíl hustot na patě komína a na výstupu z komína. Jako výstupní hodnota se uvažuje hustota vzduchu při 20 °C a tlaku 0,1 MPa [6]:

$$\rho_{vz} (20^\circ C; 0,1 MPa) = 1,2045 \frac{m^3}{kg}$$

Hustota spalín je potřeba přepočítat na vstupní teplotu spalín do komín, tedy $t_{KO,in} = 150^\circ C$:

$$\rho_{SP,KO,in} = \rho_{SP}^{norm} \cdot \frac{273,15}{t_{SP,KO,in} + 273,15}$$

$$\rho_{SP,E1} = 1,287 \cdot \frac{273,15}{150 + 273,15} = 0,831 \frac{kg}{m^3}$$

Výška komína byla navržena v kapitole 6.3 Návrh komína. Vztlak komína bude následující:

$$\Delta p_{KO} = (1,2045 - 0,831) \cdot 30 \cdot 9,81 = 109,99 Pa$$

Jelikož proud spalín směřuje komínem vzhůru, vztlak komína zde nepůsobí jako ztráta, ale tahu spalín pomáhá, proto bude v celkové ztrátě trasy vztlak komína odečten.

7.4.19 Ztráta mezi hlavním spalínovodem a reci-ventilátorem

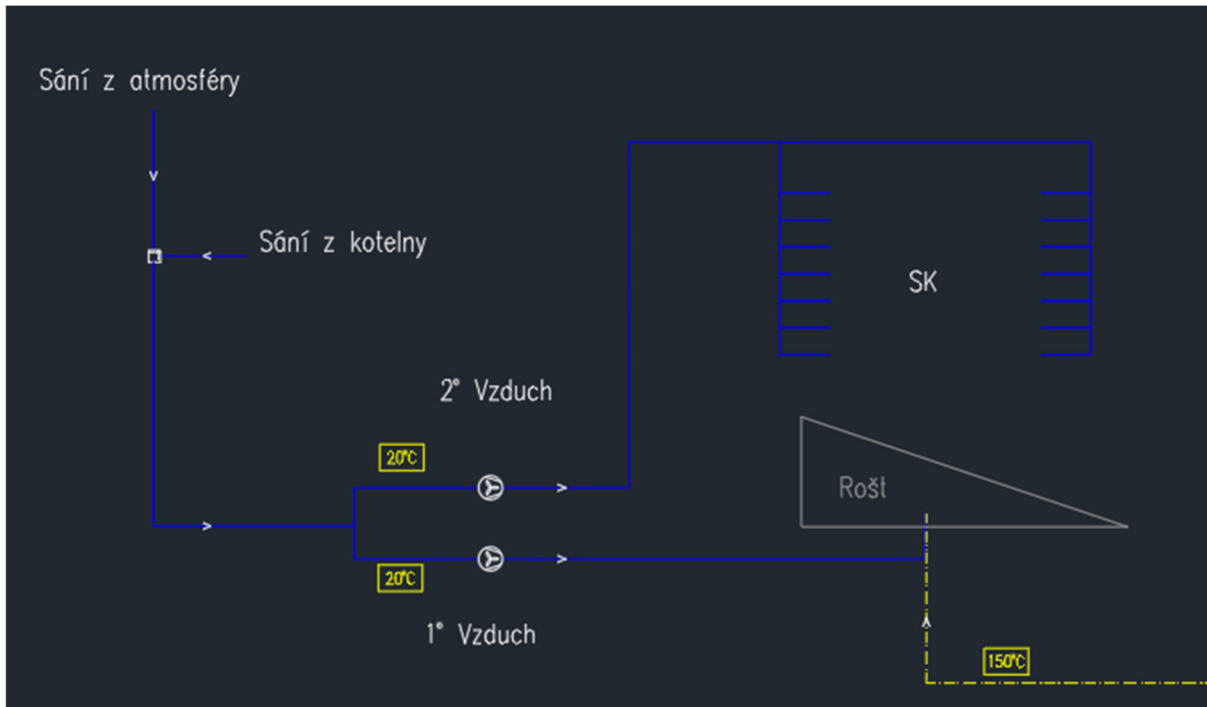
Ztráty místní jsou dané koleny a redukcí – dohromady jsou spočteny na 296,22 Pa. Délková ztráta je spočtena na 107,64 Pa a ztráta vztlakem na 8,23 Pa.

7.4.20 Ztráta mezi reci-ventilátorem a SK

Ztráty místní jsou dány konzultací na 974,58 Pa (včetně 600 Pa na rošt). Ztráty délkové spočteny na 101,58 Pa a ztráta vztlakem je spočtena na -6,66 Pa.

7.5 Návrh ventilátorů spalovacího vzduchu

Pro návrh ventilátorů spalovacího vzduchu (tedy 1° a 2°) je nutné spočíst tlakovou ztrátu na sání ventilátorů, na jejich výtlaku a na případných překážkách v cestě ventilátorů. V případě trasy primárního vzduchu to může být ohřívač vzduchu (který však v této práci navržen není) a posléze je to rošt. Překážkami sekundárního vzduchu jsou trysky, skrz které je vzduch hnán do spalovací komory. Oba ventilátory využijí společné sání, které má dva vstupy – z prostředí mimo kotelnu a přímo z kotelny. Tyto dva vstupy se spojují v T-kusu s klapkou, pomocí které je možné řídit, kdy je využíván pro spalování vzduch z kotelny a kdy z okolního prostředí. Toto



Obr. 7-11 Schéma zapojení ventilátorů vzduchů

uspořádání je navrženo z důvodu možnosti volby teploty spalovacího vzduchu. Za klapkou mají oba ventilátory kus společného vzduchovodu (dle dispozice kotelny), který se následně rozdvouje a je samostatně zaústěn do obou ventilátorů. Tlaková ztráta sání primárního i sekundárního vzduchu se tedy skládá jak z kusu svého vlastního vzduchovodu, tak ze společné trasy. Oba ventilátory tuto tlakovou ztrátu musí překonat. Účinnost všech ventilátorů je na základě konzultace volena 82 %.

7.5.1 Návrh primárního ventilátoru (1°)

Ventilátor primárního vzduchu slouží k dovedení spalovacího vzduchu do oblasti hoření paliva. Primární vzduch vstupuje do ohniště skrze rošt – konkrétně skrze díry v roštnicích, což způsobuje tlakovou ztrátu. Tlaková ztráta roštu je dle konzultace uvažována $\Delta p_r = 600 \text{ Pa}$.

Primární ventilátor pokrývá tlakovou ztrátu o hodnotě 2,00 kPa a jeho vlastní spotřeba byla spočtena na 7,98 kW – pro jeho pohon je zvolen motor s výkonem 15 kW.

7.5.2 Návrh sekundární ventilátoru (2°)

Ventilátor sekundárního vzduchu dovádí spalovací vzduch do spalovací komory v prvním tahu kotle a slouží k dohoření plynných složek paliva uvolněných z oblasti hoření a pevných částic – popíku v úletu.

Sekundární ventilátor pokrývá tlakovou ztrátu 6,32 kPa, vlastní spotřebu má 16,86 kW a jeho pohonnou jednotkou je zvolen 30 kW motor.

7.6 Návrh spalínového ventilátoru

Spalínový ventilátor zajišťuje odtah spalín ze spalovací komory skrze všechny tahy kotle a následné čištění spalín až na patu komínu. Místní ztráty jednotlivých zařízení vychází z odborné konzultace – při výpočtu v praxi místní ztráty zadává výrobce zařízení (tlaková ztráta reaktoru = použité mechanismy na čištění spalín, tedy adsorpční činidlo a aktivní uhlí, uvažované jako black box: 600 Pa; tlaková ztráta tkaninovým filtrem: 2 000 Pa). Tlakové ztráty jsou počítány od konce spalovací komory, kde je uvažováno po odborné konzultaci cirká 200 Pa podtlak. Podtlak je na konci spalovací komory uvažován proto, aby nezahořelo palivo, které

je do SK tlačeno pístovým podavačem. Podtlak ve SK, který musí být vytvořen spalínovým ventilátorem tzv. „vytahuje“ plamen mimo pomalu dotlačené palivo (v případě pneumatických pohazovačů může být podtlak menší, neboť nebezpečí prošlehnutí je menší – palivo je přerušovaně odděleno vzduchovými vrstvami a mechanickými překážkami).

V případech, kdy je tlaková ztráta počítána před spalínovým filtrem, musí se do výpočtu zanést vliv popílku:

$$\Delta p_z = \Delta p_0 \cdot (1 + C)$$

kde C [kg/kg] je koncentrace popílku a Δp_0 je tlaková ztráta pro čisté spaliny. Ze zadání odchází v úletu 213 kg/h. Pro objemový normální tok spalin $\dot{V}_{SP}^{norm} = 25\,689 \frac{Nm^3}{h}$ a normální hustotu spalin $\rho_{SV} = 1,288 \frac{kg}{Nm^3}$ je hmotnostní tok spalin:

$$\dot{m}_{SV} = \dot{V}_{SP}^{norm} \cdot \rho_{SV} = 25\,689 \cdot 1,287 = 33\,057,74 \frac{kg}{h}$$

Koncentrace popílku je tedy následující:

$$C = \frac{\dot{m}_{pop, \dot{u}let}}{\dot{m}_{SV}} = \frac{213}{33\,057,74} = 0,006443 [-]$$

Pro jmenovitou tlakovou ztrátu 4,49 kPa a teplotu spalin 150 °C byl navržen spalínový ventilátor o vlastní spotřebě 64,74 kW. Dle konzultace je pro spalínový ventilátor zvětšen objem o 10 % a tlak o 20 % pro pokrytí případných nenávrhových a najížděcích stavů.

Pro návrh ventilátoru lze tedy použít výpočet v následujícím tvaru:

$$P_{SV} = \frac{(1,1 \cdot V_{SP}) \cdot \left(1,2 \cdot \left(1,07 \cdot (\Delta p_{z,SV,sání} + \Delta p_{z,SV,výtlak}) \right) \right)}{\eta_V}$$

Pro pohon spalínového ventilátoru je zvolen motor o výkonu 110 kW.

7.7 Návrh reci-ventilátoru

Označení „Reci“ vychází z recirkulace spalin. Recirkulace spalin se využívá ze dvou důvodů – jednak se efektivně využije teplo spalin, které by odešly komínem do okolí a jednak jde o primární mechanismus pro redukci emisí (viz výše kap. 5.1.3 Recirkulace spalin).

Recirkulační ventilátor byl navržen pro tlakovou ztrátu 1,43 kPa, pro teplotu spalin 150 °C a normální objemový tok $\dot{V}_{SP,reci}^{norm} = 6\,660 \frac{Nm^3}{h}$ s vlastní spotřebou 20,59 kW. Pro pohon reci-ventilátoru byl zvolen motor o výkonu 30 kW.

7.8 Čerpadla

Pro účely této práce jsou předmětem návrhu jako nejdůležitější k zajištění funkčnosti tlakového celku čerpadla napájecí. Ta ženou napájecí vodu z napájecí nádrže do všech bloků ekonomizéru. Zde se voda předeřeje a využije se tím tepelný potenciál již vyčištěných spalin. Dále voda pokračuje do kotlového bubnu, zavodňovacím potrubím do výparníku – tedy spodních komor membránových stěn, ze kterých parovodní směs proudí zpět do bubnu. Vypařená pára poté proudí do přehříváků a následně pryč z kotle.

Pro poptání čerpadel je nutné znát celkovou tlakovou ztrátu na sací a výtlačné straně čerpadla a skutečný objemový průtok čerpadlem, jako v případě ventilátorů, který závisí na normálovém průtoku a teplotě napájecí vody (105 °C). Minimální výkon čerpadla je určen následující rovnicí:

$$P_{\dot{c},min} = V \cdot \Delta p_n$$

kde $V \left[\frac{m^3}{s} \right]$ je skutečný objemový průtok média a $\Delta p_n [Pa]$ je napájecí tlak čerpadla daný součtem výstupního tlaku přehřáté páry a hydraulické ztráty sací a výtlačné trasy. Se znalostí vlastního minimálního výkonu čerpadla je možné spočítat na základě jeho účinnosti vlastní minimální spotřebu:

$$P_{p,\check{c},min} = \frac{P_{\check{c},min}}{\eta_{c,\check{c}}}$$

kde $P_{\check{c},min} [W]$ je minimální výkon čerpadla spočtený z rovnice výše a $\eta_{c,\check{c}} [-]$ je celková účinnost čerpadla. Po započítání rezervních přídávků na tlak, objem a účinnost motoru je možné určit velikost požadovaného motoru pro pohon. Elektrický příkon potřebný pro pohon čerpadla:

$$P_{m,\check{c}} = P_{p,\check{c},min} \cdot k_V \cdot k_p \cdot k_m$$

7.8.1 Napájecí nádrž

Napájecí nádrž slouží pro zajištění napájecí vody v dostatečné kvalitě a zároveň jeho část slouží k odplynění vratné vody. Dle [19] se volí velikost napájecí nádrže pro zajištění 5-30 minut provozu. Zároveň se pro zajištění dostatečné nátokové výšky pro napájecí čerpadla umísťuje nádrž na podlaží ve výšce +6 m až +25 m. Pro dispoziční návrh napájecí trasy je nutné navrhnout předběžně objem napájecí nádrže a poměrově změnit napájecí nádrž z jednoho z předchozích projektů PBS.

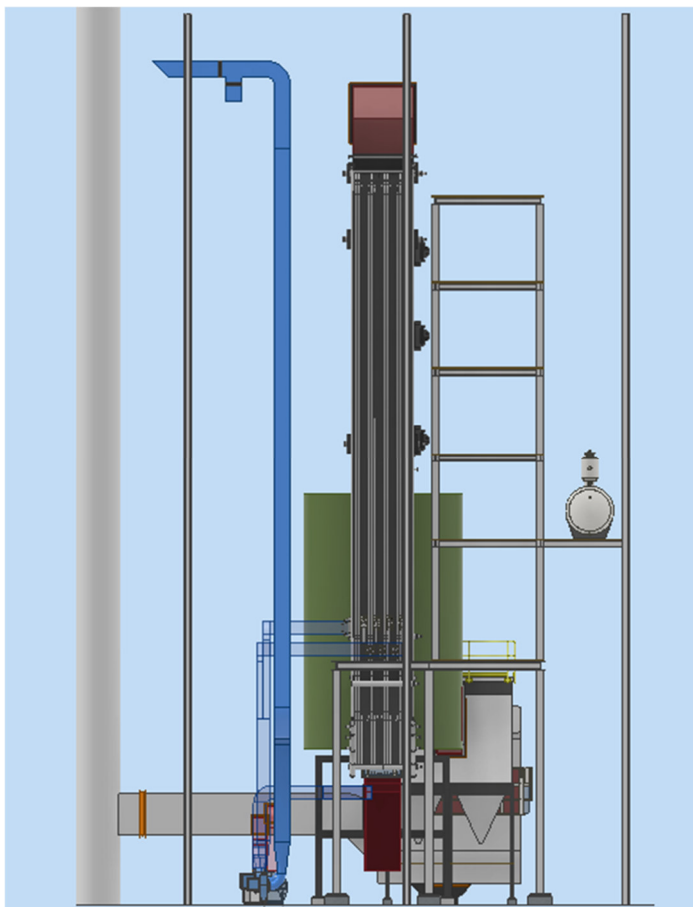
Objem napájecí nádrže je navržen na základě parního výkonu kotle – tedy hmotového průtoku přehřáté páry přepočítaný na teplotu a hustotu napájecí vody. Objem je navržen pro vyšší hranici intervalu, tedy 30 minut (=1/2 jmenovitého výkonu kotle) provozu kotle, z důvodu zajištění pokrytí odluhu z kotle v průběhu provozu. Výpočet objemu napájecí nádrže:

$$V_{NN} = \frac{\dot{m}_{pp}}{2 \cdot \rho_{NV}^{skut}}$$

Teplotě v napájecí nádrži 105 °C odpovídá vodě ve stavu sytosti dle [33] tlak: 120,902 kPa a hustota 954,708 kg/m³.

$$V_{NN} = \frac{14\,500}{2 \cdot 954,708} = 7,594 \text{ m}^3$$

Nádrž je umístěna přibližně do poloviny doporučené výšky – na plošinu + 11,435 m. Pro její umístění byla svázána plošina druhého patra s nosníky kotelny a položen na ně pochozí pororošť.



Obr. 7-12 Umístění napájecí nádrže

7.8.2 Napájecí trasa

Napájecí trasa je navržena na základě odborné konzultace pro rychlost vody v potrubí v intervalu 2,5-3 m/s. Rychlost vody v potrubí:

$$w_v = \frac{\dot{m}_{pp}}{S_{in} \cdot \rho_{NV}^{skut}}$$

Kde \dot{m}_{pp} $\left[\frac{kg}{s}\right]$ je parní výkon kotle, ρ_{NV}^{skut} $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ je měrný objem vody ve stavu sytosti pro teplotu v napájecí nádrži (105 °C) a S_{in} $[m^2]$ je vnitřní průtočný průřez potrubí. Nyní lze vyjádřit pro maximální návrhovou rychlost minimální vnitřní průměr potrubí:

Pro potrubí je zvolen nejbližší vyšší průměr z řady I dle normy EN 10216-2: 48,3 mm s tloušťkou stěny 2,9 mm. Kontrola rychlosti vody v potrubí:

$$w_v = \frac{\dot{m}_{pp}}{\frac{\pi \cdot (d - 2 \cdot t)^2}{4} \cdot \rho_{NV}^{skut}} = \frac{\frac{14\,500}{3600}}{\frac{\pi \cdot (0,0483 - 2 \cdot 0,0029)^2}{4} \cdot 954,708} = 2,9739 \frac{m}{s}$$

Rychlost je v navrhovaném intervalu, podmínka splněna.

V praxi je tlaková část kotle pevnostně navrhována, tedy spíše kontrolována, pevnostním výpočtářem na základě evropské PED⁴, tedy směrnice 2014/68/EU. Ta říká, že je nutné podrobit kontrole na přetlak každé zařízení s dovoleným přetlakem vyšším než 0,5 bar [26]. Jelikož je napájecí potrubí vystaveno přetlaku pouze 0,21 bar, kontrola na přetlak není nutná.

Modelována byla pouze trasa samotného potrubí. Při praktickém návrhu je nutné zahrnout do dispozičního návrhu zavěšení trasy, tloušťku izolace potrubí, armatury a měření na trase se svojí stavební délkou a nutností přístupnosti pro ovládání. Také je nutné myslet na provedení odvodu vzduchu a odvodnění v lokálních minimech a maximech. Při návrhu se počítá s teplotní dilatací potrubí a je tedy nutné dle interní konzultace na délce 10 m napájecího potrubí dilatační smyčku o součtu kolmé délky na směr proudění 1,67 m.

Po navržení trasy pomocí 3D náčrtu byl na kolena aplikován rádius 57 mm. Jde o poloměr pro potrubí DN 40 dle normy ČSN EN 10253-4 [11].

Z hlediska rozsahu návrhu není návrh dalšího tlakového potrubí prováděn – jedná se o převáděcí potrubí mezi E1 a E2, převáděcí potrubí mezi komorami ekonomizérů, převáděcí potrubí z E3B do bubnu, zavodňovací potrubí z bubnu do spodních komor membránových stěn, převáděcí potrubí z horních komor výparníku do bubnu, převáděcí potrubí do přehříváku P1, převáděcí potrubí mezi komorami přehříváků P1-P2, P2-P3a, P3a-P3b a výstupní parovod.

⁴ PED = „pressure equipment directive“ = směrnice o tlakových zařízeních

7.9 Hydraulický výpočet

Hydraulický výpočet slouží pro zjištění tlakových ztrát v okruhu voda-pára, pomocí nichž je poté navrženo napájecí čerpadlo. Z důvodu rozsahu práce je hydraulický výpočet proveden ve zjednodušené formě – počítána je pouze ztráta svazků výměníků – vynechány jsou ztráty komor (vrtaných sběrnic), ztráty armatur, měřících prvků a potrubí převáděcí, zavodňovací a výstupní potrubí. Ztráta výparníku není počítána, neboť se uvažuje pro celý výparník stejný tlak sytosti vody pro teplotu 257 °C. Hydraulický výpočet je proveden dle [6].

Celková tlaková ztráta na straně vody a páry závisí na sumě hydrostatických tlaků $\Delta p_h [Pa]$, sumě dynamických tlaků $\Delta p_d [Pa]$, sumě tlakových ztrát třením $\Delta p_{zt} [Pa]$ a sumě tlakových ztrát místními odpory $\Delta p_{zm} [Pa]$.

$$\Delta p_{z,v-p,c} = \sum_{i=1}^m \Delta p_h + \sum_{j=1}^n \Delta p_d + \sum_{k=1}^p \Delta p_{zt} + \sum_{l=1}^q \Delta p_{zm}$$

Kde $\Delta p_h [Pa]$ je suma hydrostatických tlaků daných rozdílem výstupní a vstupní výšky a průměrnou hustotou mezi vstupem a výstupem:

$$\Delta p_h = (h_{out} - h_{in}) \cdot \rho_{stř} \cdot g$$

Rozdíl dynamických tlaků závisí na vstupní a výstupní rychlosti a vstupní a výstupní hustotě:

$$\Delta p_d = \frac{w_p^{out2}}{2} \cdot \rho_{out} - \frac{w_p^{in2}}{2} \cdot \rho_{in}$$

Ztráta třením po délce potrubí je dána následujícím vzorcem:

$$\Delta p_{zt} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_p^{stř2}}{2} \cdot \rho_{stř}$$

Kde $\lambda [-]$ je součinitel ztráty třením, $L [m]$ je délka potrubí, $d [m]$ je vnitřní průměr potrubí, $w_p^{stř} \left[\frac{m}{s} \right]$ je střední rychlost proudu v potrubí a $\rho_{stř} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ je střední hustota mezi vstupem a výstupem z trubky. Dle [6] je pro potrubí parních kotlů s běžnou drsností 0,1 mm součinitel tření nezávislý na Reynoldsově číslu (protože je $Re > 10^5$) a lze jej určit podle následující tabulky podle vnitřního průměru potrubí:

Tabulka 15 Součinitele tření dle vnitřního průměru [6] (str. 660)

$d (mm)$	23	32	40	50	64	76	90	100
λ	0,0286	0,0262	0,0256	0,0235	0,0224	0,0212	0,0198	0,019

Celková délka potrubí ve svazku je určena dle vztahu:

$$L = l_e \cdot n_{rad} \cdot n_{had}$$

Místní tlaková ztráta závisí na střední rychlosti proudu v potrubí $w_p^{stř} \left[\frac{m}{s} \right]$, střední hustotě média $\rho_{stř} \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ a součiniteli místní ztráty $\xi_i [-]$.

$$\Delta p_{zm} = \xi_i \cdot \frac{w_p^{stř2}}{2} \cdot \rho_{stř}$$

7.9.1 Ztráta sání NČ

Ztráta po trase sání napájecího čerpadla se sestává ze ztráty délkové, místní (způsobené vtokem z nádrže, koleny po trase a vtokem do napájecího čerpadla) a působením hydrostatického tlaku, který zde nefiguruje jako ztráta, ale je od ní odečten, neboť působí se směrem proudění. Délka trasy je odměřena z modelu na 13,307 m. Vnitřní průměr potrubí, rychlost vody i hustota jsou dány návrhem trasy sání (7.8.2 Napájecí trasa).

Součinitel tření je určen dle [6] podle vnitřního průměru na 0,0256. Ztráta třením po délce potrubí dle vzorce:

$$\Delta p_{zt} = 0,0256 \cdot \frac{13,307}{42,5} \cdot \frac{2,974^2}{2} \cdot 954,708 = 33,840 \text{ kPa}$$

Místní ztráty jsou dány vstupem do potrubí z napájecí nádrže, ztrátou v kolenech po trase a vstupem přes příruby do napájecího čerpadla. Dle [18] určuji pro obloukové 90° koleno ztrátový součinitel $\xi_{kol} = 0,25$. Kolen je v nátokové trase umístěno 6. Součinitele na vstupu a výstupu volím dle [6] pro vstup do trubky $\xi_{in} = 0,5$ a pro výstup z trubky $\xi_{out} = 1$. Jelikož je rychlost po délce potrubí stejná (nemění se hustota), je možné místní ztráty spočítat dohromady pomocí vzorce:

$$\Delta p_{zm} = (0,5 + 6 \cdot 0,25 + 1) \cdot \frac{2,974^2}{2} \cdot 954,708 = 12,665 \text{ kPa}$$

Rozdíl výšky mezi hladinou v napájecím čerpadle a vstupem do napájecího čerpadla 10,858 m způsobuje vliv hydrostatického tlaku. Spočten je dle rovnice:

$$\Delta p_h = (0,656 - 11,514) \cdot 954,708 \cdot 9,81 = -101,693 \text{ kPa}$$

Tlaková ztráta změnou dynamického tlaku není uvažována, neboť se po trase nemění teplota, a tedy ani hustota média. Celková tlaková ztráta sání napájecího čerpadla je dána součtem výše uvedených:

$$\Delta p_{z,NN-NČ,c} = -101,693 + 0 + 33,840 + 12,665 = -55,188 \text{ kPa}$$

7.9.2 Ztráta napájecího potrubí do E1

Výpočet ztráty napájecího potrubí mezi napájecím čerpadlem a ohřívákem vody E1 je proveden dle vzorového výpočtu pro trasu sání NČ. Délka trasy je odměřena z modelu pro horší variantu = variantu s většími tlakovými ztrátami, tedy s větší délkou. Tlaková ztráta změnou dynamického tlaku není uvažována, neboť se nemění teplota, a tedy ani hustota média.

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	0,711
Výška na výstupu	h_{out} [m]	2,494
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	956,92
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	956,92
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	2,967
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	2,967
Součinitel tření	λ [-]	0,256
Délka potrubí	L [m]	31,001
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	0,5
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	2
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1

Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	21,009
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	78,653
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	14,742
Celková ztráta	$\Delta p_{c, NP}$ [kPa]	114,404

7.9.3 Ztráta E1

Výpočet ztráty svazku E1 je proveden dle vzorového výpočtu pro trasu sání NČ. Součinitel místního odporu ξ_{in} na vstupu vody z komory do paralelních trubek se dle [6] bere 4 pro první trubku od čelního přívodu do komory a 0,7 pro poslední trubku od přívodu do komory. Jelikož je počítáno zjednodušenou variantu, je uvažován součinitel místního odporu na vstupu do trubky z komory pro průměrnou trubku, tedy prostřední:

$$\xi_{in} = \frac{4 + 0,7}{2} = 2,35$$

Pro výstup vody z paralelních trubek do komory s čelním odvodem je uvažován dle [6] součinitel místního odporu $\xi_{out} = 1,9$. Ztráty místní po délce nejsou uvažovány.

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	2,95
Výška na výstupu	h_{out} [m]	3,85
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	956,91
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	894,79
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	0,83
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	0,89
Součinitel tření	λ [-]	0,0286
Délka potrubí	L [m]	45
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9
Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	8,174
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,023
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	17,329
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	1,447
Celková ztráta E1	$\Delta p_{c, E1}$ [kPa]	26,973

7.9.4 Ztráta E2

Ekonomizér E2 se skládá ze 4 svazků. Pro každý svazek jsou vstupy a výsledky hydraulického výpočtu vypsány do přehledné tabulky. Výpočet je proveden dle vzorového výpočtu trasy sání napájecího čerpadla (7.9.1 Ztráta sání NČ).

Svazek E2A

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	4,128
Výška na výstupu	h_{out} [m]	6,168
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	920,33
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	895,02
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	0,86

Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	0,89
Součinitel tření	λ [-]	0,0286
Délka potrubí	L [m]	78
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9
Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	18,165
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,010
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	30,581
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	1,477
Celková ztráta E2A	$\Delta p_{c,E2A}$ [kPa]	50,233

Svazek E2B

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	6,818
Výška na výstupu	h_{out} [m]	8,968
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	894,98
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	866,44
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	0,89
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	0,92
Součinitel tření	λ [-]	0,0286
Délka potrubí	L [m]	78
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9
Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	18,576
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,012
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	31,522
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	1,522
Celková ztráta E2B	$\Delta p_{c,E2B}$ [kPa]	51,631

Svazek E2C

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	9,618
Výška na výstupu	h_{out} [m]	11,768
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	866,40
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	833,98
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	0,92
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	0,95
Součinitel tření	λ [-]	0,0286
Délka potrubí	L [m]	78
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9

Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	17,932
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,014
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	32,660
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	1,577
Celková ztráta E2C	$\Delta p_{c,E2C}$ [kPa]	52,182

Svazek E2D

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	12,418
Výška na výstupu	h_{out} [m]	14,528
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	833,93
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	796,45
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	0,95
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	1,00
Součinitel tření	λ [-]	0,0286
Délka potrubí	L [m]	78
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9
Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	16,874
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,018
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	34,073
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	1,644
Celková ztráta E2D	$\Delta p_{c,E2D}$ [kPa]	52,609

7.9.5 Ztráta E3

Ekonomizér E3 se skládá ze 2 svazků. Pro každý svazek jsou vstupy a výsledky hydraulického výpočtu vypsány do přehledné tabulky. Výpočet je proveden dle vzorového výpočtu trasy sání napájecího čerpadla (7.9.1 Ztráta sání NČ).

Svazek E3A

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	15,328
Výška na výstupu	h_{out} [m]	17,368
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	872,72
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	846,04
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	0,91
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	0,94
Součinitel tření	λ [-]	0,0286
Délka potrubí	L [m]	78
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9
Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	17,198
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,011

Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	32,303
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	1,560
Celková ztráta E3A	$\Delta p_{c,E3A}$ [kPa]	51,072

Svazek E3B

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	18,018
Výška na výstupu	h_{out} [m]	20,128
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	846,00
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	816,00
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	0,94
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	0,97
Součinitel tření	λ [-]	0,0286
Délka potrubí	L [m]	78
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9
Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	17,201
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,014
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	33,411
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	1,613
Celková ztráta E3B	$\Delta p_{c,E3B}$ [kPa]	52,239

7.9.6 Ztráta P1a

Výpočet ztráty přehříváku P1a je proveden dle vzorového výpočtu pro trasu sání NČ (7.9.1 Ztráta sání NČ).

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	20,928
Výška na výstupu	h_{out} [m]	22,768
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	22,52
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	19,71
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	24,01
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	27,43
Součinitel tření	λ [-]	0,0262
Délka potrubí	L [m]	72
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9
Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	0,381
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,926
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	427,645
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	29,335
Celková ztráta P1a	$\Delta p_{c,P1a}$ [kPa]	458,286

7.9.7 Ztráta P1b

Výpočet hydraulické ztráty druhého svazku přehříváku P1 = P1b je proveden dle vzorového výpočtu pro trasu sání NČ (7.9.1 Ztráta sání NČ).

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	22,728
Výška na výstupu	h_{out} [m]	20,888
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	17,79
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	15,45
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	19,00
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	21,86
Součinitel tření	λ [-]	0,0262
Délka potrubí	L [m]	46,032
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9
Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	-0,300
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,484
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	135,819
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	14,560
Celková ztráta P1b	$\Delta p_{c,P1b}$ [kPa]	150,564

7.9.8 Ztráta P2

Výpočet hydraulické ztráty přehříváku P2 je proveden dle vzorového výpočtu pro trasu sání NČ (7.9.1 Ztráta sání NČ).

Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	15,258
Výška na výstupu	h_{out} [m]	17,508
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	16,51
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	14,05
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	20,46
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	24,04
Součinitel tření	λ [-]	0,0262
Délka potrubí	L [m]	30,592
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9
Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	0,337
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,605
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	98,455
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	15,839
Celková ztráta P2	$\Delta p_{c,P2}$ [kPa]	115,236

7.9.9 Ztráta P3

Výpočet hydraulické ztráty posledního přehříváku po trase páry (P3) je proveden dle vzorového výpočtu pro trasu sání NČ (7.9.1 Ztráta sání NČ).

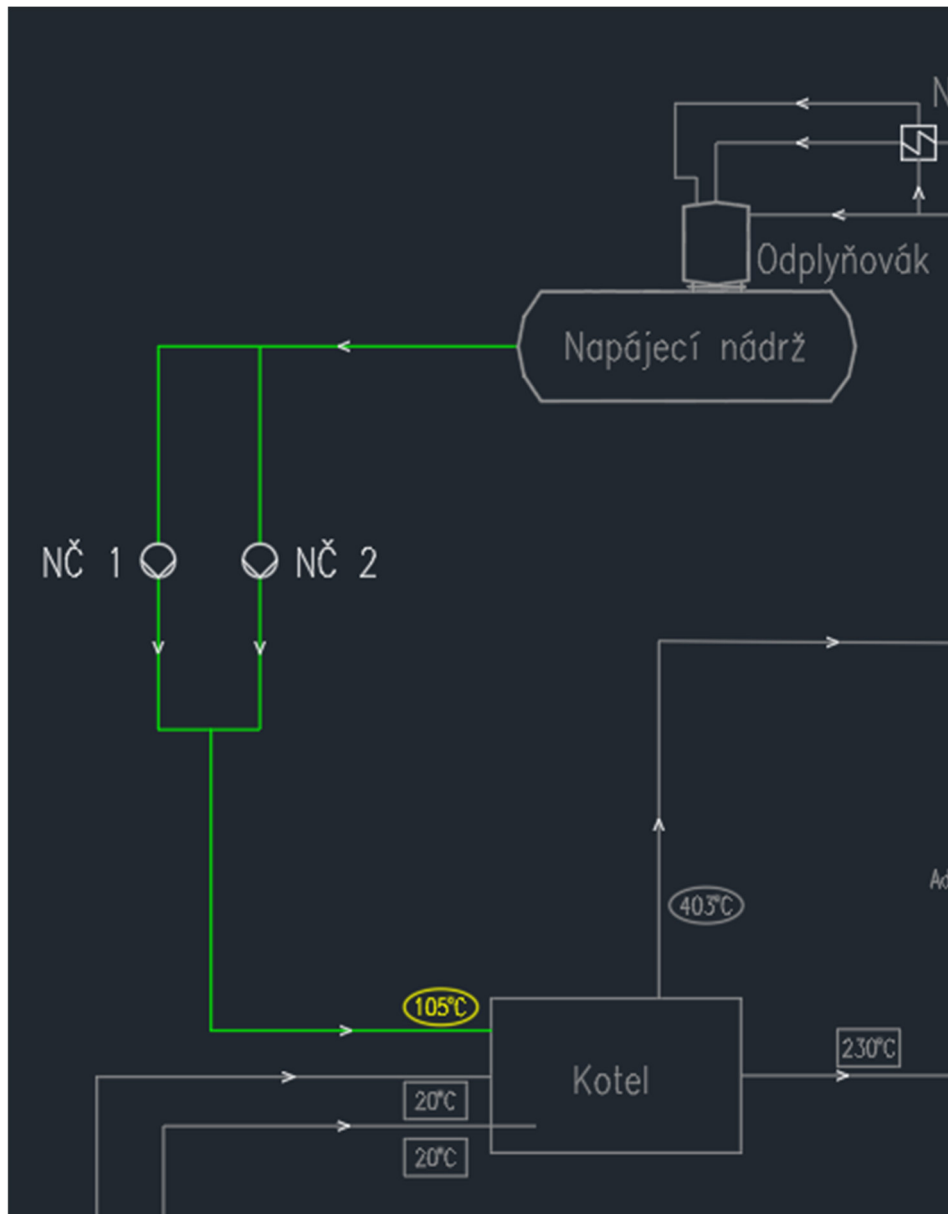
Veličina	Značení	Hodnota
Výška na vstupu	h_{in} [m]	18,258
Výška na výstupu	h_{out} [m]	20,078
Hustota na vstupu	ρ_{in} [kg/m ³]	14,96
Hustota na výstupu	ρ_{out} [kg/m ³]	13,19
Rychlost na vstupu	w_{in} [m/s]	16,61
Rychlost na výstupu	w_{out} [m/s]	18,84
Součinitel tření	λ [-]	0,0286
Délka potrubí	L [m]	26,74
Součinitel místního odporu na vstupu	ξ_{in} [-]	2,35
Součinitel místního odporu v průběhu	ξ_p [-]	0
Součinitel místního odporu na výstupu	ξ_{out} [-]	1,9
Hydrostatický tlak	Δp_h [kPa]	0,251
Dynamický tlak	Δp_d [kPa]	0,278
Tlaková ztráta třením	Δp_{zt} [kPa]	66,538
Tlaková ztráta místními odpory	Δp_{zm} [kPa]	9,292
Celková ztráta P3	$\Delta p_{c,P3}$ [kPa]	76,359

Celková hydraulická ztráta svazků výměníků je dána jejich součtem:

$$\Delta p_{z,c} = 26,973 + 50,233 + 51,631 + 52,182 + 52,609 + 51,072 + 52,239 + 458,286 \\ + 150,564 + 115,236 + 76,359 = 1\,137,384 \text{ kPa}$$

7.10 Návrh napájecích čerpadel

Čerpadla se navrhují dvě v tzv. stoprocentní záloze. Z napájecí nádrže tedy vede potrubní cesta, která se posléze rozděluje na dvě a paralelně vedle sebe jsou zařazena dvě čerpadla o stejném výkonu. V provozu je vždy jen jedno – to druhé tvoří zálohu při poruše, nebo odstavení prvního. Potrubní cesty obou čerpadel se dále spojují v jednu a vedou do ekonomizéru (E1), který je již součástí tlakového celku kotle. Viz následující schéma:



Obr. 7-13 Schéma zapojení napájecích čerpadel

Pro návrh výkonu čerpadel a pohonných motorů je spočten skutečný objem poháněné napájecí vody dle hustoty napájecí vody pro teplotu 105 °C a výkonu kotle. Hustota je určena dle [33].

$$\dot{V}_{NV} = \frac{\dot{m}_{pp}}{\rho_{NV}^{skut}} = \frac{14\,500}{954,708} = 15,188 \frac{m^3}{h}$$

Napájecí tlak je dán součtem celkové hydraulické ztráty a výstupním tlakem přehřáté páry.

$$\Delta p_n = 3\,800 - 55,188 + 114,404 + 1\,137,384 = 4\,996,6 \text{ kPa}$$

Minimální výkon čerpadla tedy bude:

$$P_{\check{c},min} = \frac{15,188}{3\,600} \cdot (4\,996,6 \cdot 1000) = 21\,080,1 \text{ W}$$

Účinnost čerpadla je na základě konzultace volena v intervalu 56 %. Vlastní minimální spotřeba:

$$P_{p,\check{c},min} = \frac{21\,080,1}{0,56} = 37,643 \text{ kW}$$

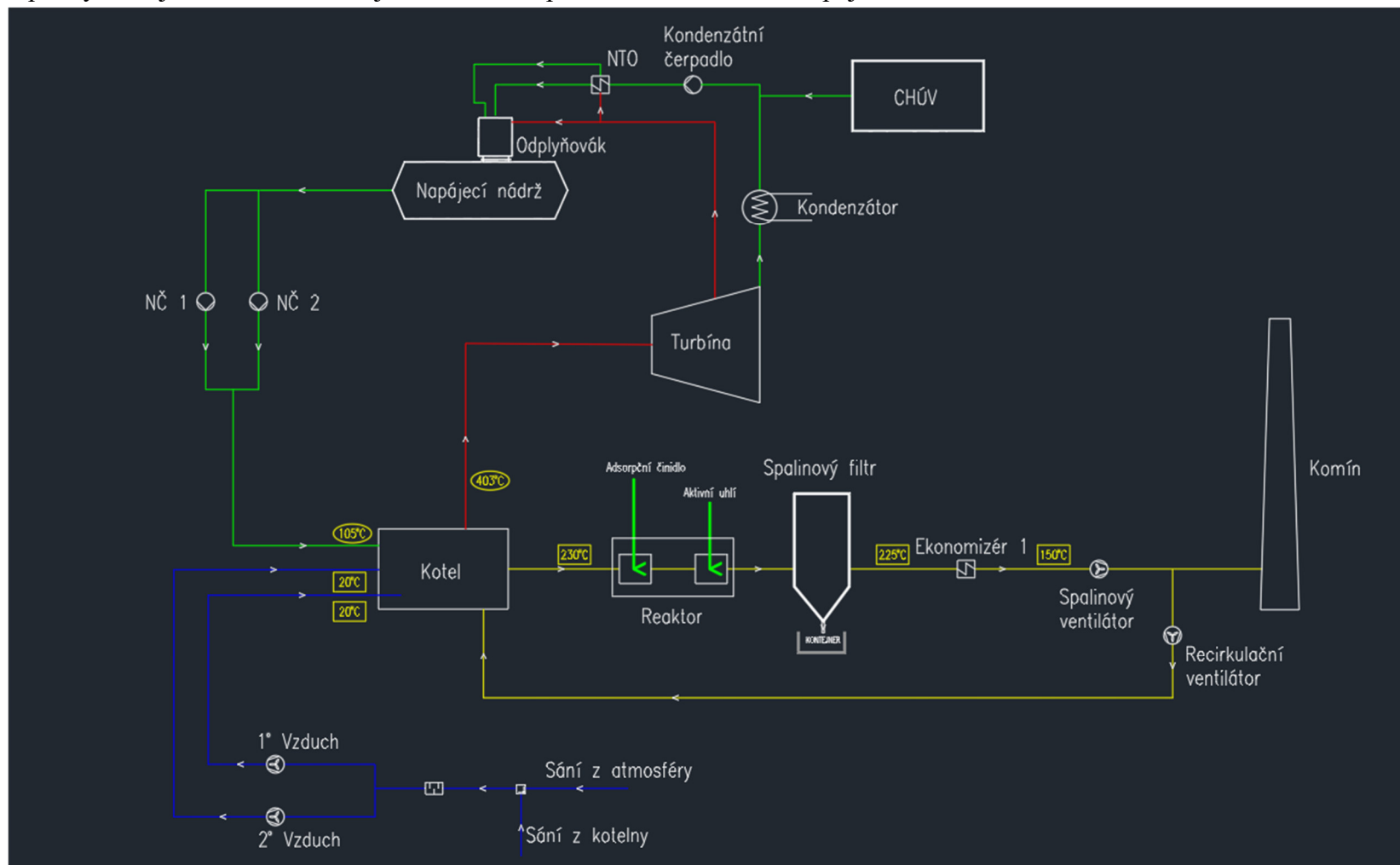
Přídavek na objem je dle konzultace volen 15 %, na tlak 12 % a na motor 20 %. Elektrický příkon potřebný pro pohon čerpadla bude:

$$P_{m,\check{c}} = 37,643 \cdot 1,15 \cdot 1,12 \cdot 1,2 = 58,181 \text{ kW}$$

Motory pro pohon čerpadel je nutné zvolit z normalizovaných velikostí. Zvolen je nejbližší vyšší: 75 kW.

8 Schémata

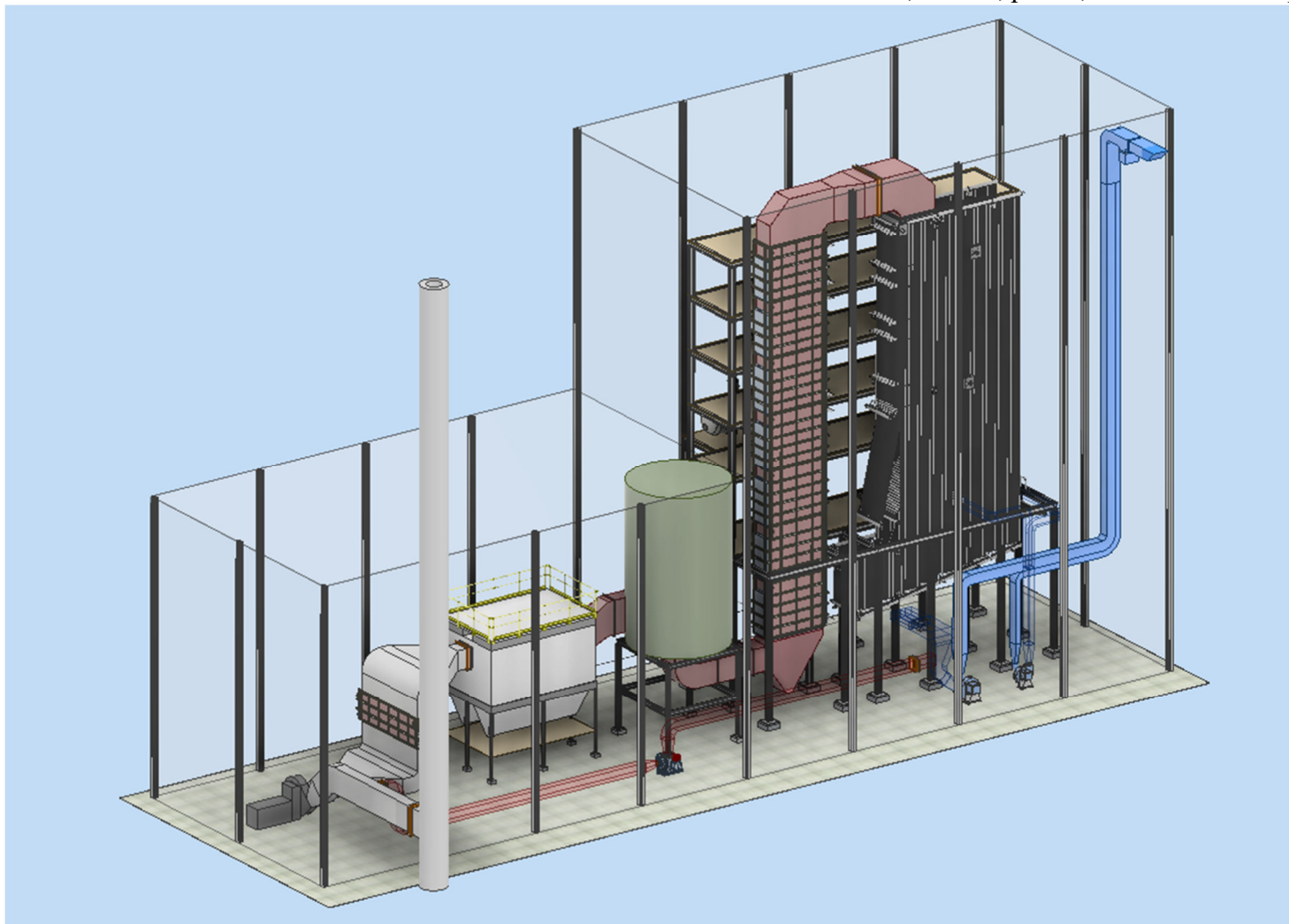
Součástí návrhu každého parního kotle jsou schémata, přesněji P&ID = pipe and instrumentation diagram. Samostatně se uvádí pro vodu-páru a vzduch-spaliny. Ve zjednodušené formě je zde uvedeno pouze celkové schéma zapojení:



Obr. 8-1 Schéma celkového zapojení kotle

9 Design navržených částí kotle

Na Obr. 9-1 lze vidět celou navrženou sestavu kotle složenou z tlakové části včetně svazků, zákotlí, plošin, tras vzduchů a napájecí trasy vody.



Obr. 9-1 Snímek navrženého kotle

10 Diskuse

Návrh pomocných zařízení parního kotle je velmi široce definované téma. Nelze téměř o jediném zařízení na kotli říci, že by bez jeho přítomnosti kotel fungoval bez problému. Proto byl z důvodu rozsahu DP hlavní důraz kladen na samotné modelování a návrh hlavních ventilátorů a čerpadel.

Jelikož šlo o návrh ideový, nebyly zadány žádné omezující parametry a bylo tedy možné například libovolně rozšiřovat a zvyšovat kotelnu – to by v praxi nebylo možné a vzniklo by tudíž více problémů. Většinou je naopak velikost zastavovaného prostoru jedním z hlavních omezujících parametrů. Také nebyla omezena ekonomická stránka projektu a například sací vzduchovody jsou proto extrémně dlouhé, a tedy i drahé. V případě praktické realizace projektu lze kompromisním umístěním sání vzduchu do poloviny výšky kotelny ušetřit na nákladech na plech vzduchovodů i pomocnou ocelovou konstrukci.

Jasně dané parametry bez možnosti změny byly v některých případech omezující – například EKO1 by bylo vhodné přepočítat na nižší s delším kanálem – pro zajištění lepšího rozložení proudu spalin ve výměníku. Pro zvýšení účinnosti kotle by bylo vhodné před komín zařadit ještě jeden ekonomizér, nebo ohřívák vzduchu.

Spousta proměnných byla zvolena dle zkušeností autorových kolegů, nebo byla zvolena jednodušší cesta. Například pro lepší regulaci sekundárního vzduchu je možné vzduchovod rozdělit již před tryskami na dvě samostatné trasy s klapkami, které je možné řídit. Při řízení spalování je tak možné lépe ovlivnit rychlost sekundárního vzduchu a tím i turbulenci ve spalovací komoře. Také kompenzátory byly umístovány na základě autorových odhadů – ideální by byl teplotně dilatační výpočet mezi jednotlivými kompenzátory pro rozhodnutí jejich umístění, avšak návrh kotle by se tím neekonomicky prodražil.

Návrh kotle a jeho podpůrných technologií samozřejmě není touto prací ukončen. Dále by bylo nutné navrhnout rošt, zatěsnění roštu, izolace, buben a jeho vestavby, převáděcí a zavodňovací potrubí, jemnou armaturu, zavedení chemikálií, měření na straně spalin i vody a páry, vzorkování, veškeré armatury, řízení kotle, palivové a odpadové hospodářství, provizoria pro tlakové zkoušky, schéma tlakové zkoušky, schodišťové věže, plán montáže, najížděcí křivku, provozní předpisy a další. To je však práce pro celý tým odborníků a není možné ji obsáhnout do jedné diplomové práce.

11 Závěr

Tato diplomová práce se věnovala podpůrným technologiím parního kotle. Jádrem práce byl dispoziční návrh roštového kotle s parním výkonem 14,5 t/h, s výstupním tlakem přehřáté páry 38 bar(a) o teplotě 403 °C. Kotel spaluje RDF o výhřevnosti 16 MJ/kg. Byl proveden výpočet tlakových a hydraulických ztrát a návrh vzduchových ventilátorů, spalinového ventilátoru, recirkulačního ventilátoru a napájecích čerpadel.

Práce byla psána s ohledem na praktický konstrukční návrh kotle a s využitím softwaru Autodesk Inventor byly prostorově vymodelovány 3 tahy obklopené membránovou stěnou výparníku, 4. tah plechový složený z modulů ekonomizérů a následující zákotlí. To sestává z reaktoru, do kterého je zavedeno adsorpční činidlo a aktivní uhlí (pro snížení obsahu rtuti a síry ve spalínách) a tkaninového filtru pro vyčištění spalín od tuhých znečišťujících látek. Za filtrem následuje ohřívák vody z žebrovaných trubek, spalinový ventilátor a spalínovod do komína. Před komínem je vložen T kus pro odběr recirkulovaných spalín, které jsou pomocí ventilátoru reci-spalín zavedeny spolu s primárním spalovacím vzduchem pod posuvný rošt. Sekundární spalovací vzduch pro zajištění turbulence a dohoření prchavé hořlaviny je zaveden nad klenby ve spalovací komoře pomocí trysek. Napájecí nádrž o navrženém objemu 7,594 m³ byla umístěna na plošinu ve výšce + 11,435 m a dvě napájecí čerpadla paralelně řazená pro stoprocentní zálohu byla umístěna na podlahu kotelny na betonové základy.

Stechiometrickým výpočtem bylo určeno normální množství spalovacího vzduchu na $\dot{V}_{VV}^{norm} = 17\,143,4 \frac{Nm^3}{h}$, normální objemový tok vlhkých spalín s přebytkem vzduchu $\dot{V}_{SP,nom}^{norm} = 19\,029 \frac{Nm^3}{h}$ a hustota těchto spalín $\rho_{SV} = 1,287 \frac{kg}{Nm^3}$. Návrhem recirkulace na 35 % pro snížení tvorby termických NO_x byl určen celkový normální průtok spalín na $\dot{V}_{SP}^{norm} = 25\,689 \frac{Nm^3}{h}$.

Pro jmenovitou tlakovou ztrátu 4,49 kPa a teplotu spalín 150 °C byl navržen spalinový ventilátor o vlastní spotřebě 64,74 kW a pro jeho pohon zvolen motor o výkonu 110 kW. Recirkulační ventilátor byl navržen pro tlakovou ztrátu 1,43 kPa, pro teplotu spalín 150 °C a normální objemový tok $\dot{V}_{SP,reci}^{norm} = 6\,660 \frac{Nm^3}{h}$ s vlastní spotřebou 20,59 kW. Pro pohon reci-ventilátoru byl zvolen motor o výkonu 30 kW. Vzduchové ventilátory byly navrženy pro teplotu okolí, tedy 20 °C. Primární ventilátor pokrývá tlakovou ztrátu o hodnotě 2,00 kPa a jeho vlastní spotřeba byla spočtena na 7,98 kW – pro jeho pohon je zvolen motor s výkonem 15 kW. Sekundární ventilátor pokrývá tlakovou ztrátu 6,32 kPa, vlastní spotřebu má 16,86 kW a jeho pohonnou jednotkou je zvolen 30 kW motor. Dvě duplicitní napájecí čerpadla jsou navržena pro napájecí tlak 4 996,6 kPa a teplotu napájecí vody 105 °C. Jejich výkon je spočten na 48,48 kW a pro pohon jsou zvoleny normalizované motory o výkonu 75 kW.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9.
- [2] BUDAJ, Florián. *Tepelný výpočet kotle*, VUT Brno 1983
- [3] *Cesta ke klimaticky neutrálnímu hospodářství: Komise předložila plán nového energetického systému zítřka a čistého vodíku*, 2020. Evropská komise [online]. Brusel [cit. 2023-02-12]. Dostupné z: https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/cs/ip_20_1259?fbclid=IwAR0mJE0ucurIbRnVkU3_LoAYs0saMq9w7Sr2ZoWHTWgrqR25PJRF8JFQw
- [4] Co je ZEVO?. ZEVO Opatovice [online]. [cit. 2023-02-18]. Dostupné z: <https://www.zevo-opatovice.cz/co-je-zevo/?fbclid=IwAR3VzeC5V4JNDEbrzn9gtbl4YGWcH8dw20hEpyur-AZi8n8nNM17afkIWg>
- [5] CZeng, spol. s r. o.: *Ohýbačka membránových stěn* [online]. Brno [cit. 2023-05-27]. Dostupné z: <https://www.czeng.eu/ohybacka-membranovych-sten/>
- [6] ČERNÝ, Václav, JANEBA, Břetislav, TEYSSLER, Jiří. *Parní kotle*, Technický průvodce č. 32, SNTL, 1983, 04-224-83.
- [7] ČSN EN 12 952-12. *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení: Část 12 - Požadavky na kvalitu napájecí vody a kotelní vody*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008.
- [8] ČSN EN 12 952-3. *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení: Část 3 - Výpočet částí namáhaných tlakem*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.
- [9] ČSN 73 0802. *Požární bezpečnost staveb: Nevýrobní objekty*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020.
- [10] ČSN EN 10 365. *Za tepla válcované tyče tvaru U, I a H: Rozměry a hmotnosti*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.
- [11] ČSN EN 10 253-4. *Potrubní tvarovky pro přivaření tupým svarem: Část 4: Austenitické a austeniticko-feritické (duplex) oceli k tváření se stanovením požadavků pro kontrolu*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2008.
- [12] ČSN EN 10216-2+A1. *Bezešvé ocelové trubky pro tlakové účely – Technické dodací podmínky: Část 2: Trubky z nelegovaných a legovaných ocelí se stanovenými vlastnostmi při zvýšených teplotách*. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020.
- [13] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7.
- [14] Document 12003T/TXT. *EUR-Lex: EU law* [online]. [cit. 2023-03-20]. Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX%3A12003T%2FTXT&fbclid=IwAR30IbGcwnq94VcWiDziPBeoieKhxHaa2Qf47GQ6XGYU3FY3k236veImcRo>
- [15] Energostat. *O energetice* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/energostat?fbclid=IwAR1ECTqw5Se7ERvAUbZ1kHPfzIQto0qza7WiXU5XFBXOFK8-ltAXFmX4Asc>
- [16] HAVELKA, Petr. *Energetické využití TAP jako vhodná cesta energetického využití odpadů v souladu s balíčkem oběhového hospodářství EU* [online]. 14.09.2020, s. 1-8 [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: https://dfs.caoh.cz/p/souboryproclanky/caoh-havelka---dte---2020-pdf.pdf?fbclid=IwAR2B8y8WAB3sNqYzzTMGwJ5CRRZUCGMT0xx_rpqGOMe4M_DJRuV7Wym115w
- [17] *Chlor*, 2014. Fakulta — Přírodovědecká fakulta UK [online]. [cit. 2023-04-05]. Dostupné

- z: https://web.natur.cuni.cz/~kudch/main/halogeny/HALOGENY/HALOGENY/chlor/vyznam/chlor.html?fbclid=IwAR1nG7sm12Xrs6ksMuAVsy9u4P1m3DQ6JSscwsUf3_jjsaXH8TQ_ezSI-auw
- [18] IBLER, Zdeněk. *Technický průvodce energetika*. Praha: BEN - technická literatura, 2003. ISBN 80-7300-026-1.
- [19] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1984.
- [20] *Kotle*. Podklady pro přednášku [online], 2019. s. 1-3 [cit. 2022-12-09]. Dostupné z: [VTK-pr7.pdf \(cvut.cz\)](#)
- [21] KRIŠPÍN, Jan. 2015. *Modelování proudění vzduchu ve spalovací komoře ZKG*. Brno. Bakalářská práce. VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. 51 s. Vedoucí práce Ing. Michal ŠPILÁČEK
- [22] *Plynové hořáky*. PBS Power Equipment [online]. [cit. 2022-12-10]. Dostupné z: <https://www.pbspe.cz/monoblokove-plynové-horaky/?fbclid=IwAR306xwVxHs2G6GeyNWqKj2aIQaqwCX8RXoHMYyjJTFBLq153bXi8X9fv8>
- [23] *Průběžné výstupy a doporučení Uhelné komise* [online]. [cit. 2022-11-29]. Dostupné z: <https://www.mpo.cz/assets/cz/energetika/uhelna-komise/2021/12/Prubezne-vystupy-a-doporuceni-Uhelne-komise.pdf>
- [24] Přerovské kotlářny [online]. Přerov: PŘEROVSKÉ KOTLÁŘNY MONTÁŽE, © 2023 [cit. 2023-05-27]. Dostupné z: https://www.kotlarna.cz/vyroba_membranovych_sten
- [25] SKÁLA, Zdeněk. *Environmentální technologie*. Podklad pro přednášky. Brno: Energetický ústav, VUT, 2021.
- [26] *Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2014/68/EU ze dne 15. května 2014 o harmonizaci právních předpisů členských států týkajících se dodávání tlakových zařízení na trh*. Evropský parlament, 2014, číslo 68. Dostupné také z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=CELEX:32014L0068>
- [27] *Spalování a kotle*. Podklady pro přednášku [online], 2018. s. 1-6 [cit. 2023-02-03]. Dostupné z: <https://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/2018/06/SK-pr4.pdf?fbclid=IwAR2f-JTPN0ALdhPMBidY3iALuCRt6DggocIP5OyMfzhZeYBsdzoJ5ivna40>
- [28] *Statistika energetického využívání odpadů a alternativních paliv 1989–2021* [online], červen 2022 [cit. 2023-05-15]. Dostupné z: <https://www.mpo.cz/assets/cz/energetika/statistika/obnovitelne-zdroje-energie/2022/7/Statistika-EVO-2021.pdf>
- [29] Vyhláška č. 23/2008 Sb.: *O technických podmínkách požární ochrany staveb*. Zákony pro lidi [online]. 2008 [cit. 2023-04-02]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2008-23/zneni-20110927>
- [30] Vyhláška č. 273/2021 Sb.: *O podrobnostech nakládání s odpady*. Zákony pro lidi [online]. 2021 [cit. 2023-04-15]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2021-273>
- [31] Vyhláška č. 415/2012 Sb.: *O přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanovení zákona o ochraně ovzduší*. Zákony pro lidi [online]. 2012 [cit. 2023-02-27]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-415/zneni-20230101>
- [32] WARNECKE, R. VGB PowerTech [online]. září 2004 [cit. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://gks-sw.de/images/pdf2004/VGBPowerTech-04-Belagsreaktionen.pdf>

- [33] X-ENG. *X Steam Tables for MS Excel* [počítačový soubor]. Ver. 2.5 [online]. [cit. 2023-03-25]. Freeware. <http://xsteam.sourceforge.net/>
- [34] Zákon č. 541/2020 Sb.: *Zákon o odpadech*. *Zákony pro lidi* [online]. 2020 [cit. 2023-04-13]. Dostupné z: https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2020-541/zneni-20220201?fbclid=IwAR2cFbb-EvzX5B7HwC5P6kgRg34ICjpn4KrTmaVUMmR_meZ3FN3oOdNSoY
- [35] Zákon č. 201/2012 Sb.: *Zákon o ochraně ovzduší*. *Zákony pro lidi* [online]. 2012 [cit. 2023-05-11]. Dostupné z: <https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2012-201/zneni-20220701>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Vývoj ceny elektřiny (ČR – spot) [15].....	11
Obr. 1-2 Vývoj ceny emisních povolenek 01/2021-03/2023 [15].....	11
Obr. 2-1 Tlumič hluku [24]	14
Obr. 4-1 Řídicí náčrt spalovací komory	22
Obr. 4-2 Blok membránové stěny s ohybem [24]	23
Obr. 4-3 Funkce klenby nad roštem [6].....	23
Obr. 4-4 Řídicí náčrt spalovací komory – obrat do 2. tahu	24
Obr. 4-5 Flingern diagram [32] (upraveno autorem).....	25
Obr. 4-6 Modelování nátrubků na šikmé komoře.....	26
Obr. 4-7 Tzv. „rakvička“ pro dotěsnění	27
Obr. 4-8 Spojení šikmé a boční membr. stěny	27
Obr. 4-9 Dělení na moduly	28
Obr. 4-10 Výhyby u dělení modulů.....	28
Obr. 4-11 Výhyby u horních komor a revizní nátrubek	29
Obr. 4-12 Prostorové výhyby kolem komor s krabicí	29
Obr. 4-13 Náčrt krycího výparníku	31
Obr. 4-14 Svazek přehříváku P2.....	32
Obr. 4-15 Zavěšení svazku na membránovou stěnu.....	32
Obr. 4-16 Průlezy do membránové stěny	33
Obr. 4-17 Zatěsnění výstupu ze 3. tahu a příruba.....	34
Obr. 4-18 Spalinovod mezi 3.-4. tahem s kompenzátorem	35
Obr. 4-19 Řídicí náčrt spalinového kanálu „čepice“	35
Obr. 4-20 Modul svazku EKO.....	37
Obr. 4-21 Realizace trubkovnice bloků EKO.....	37
Obr. 4-22 Namodelovaná výsypka pod 4. tahem	39
Obr. 4-23 Ocelová konstrukce pod kotlem.....	40
Obr. 4-24 Řídicí náčrt ocelové konstrukce pod kotel.....	40
Obr. 4-25 Plošiny kolem kotle tvořené pororošty	41
Obr. 5-1 Emisní limity pro spalovny odpadů [31].....	42
Obr. 5-2 Podíl druhu NO _x podle teploty hoření [27].....	43
Obr. 6-1 Trubkovnice pro vystřídání žebrované trubky E1	47
Obr. 6-2 Polovina svazku E1	47
Obr. 6-3 Propojovací spalinovod do E1	48
Obr. 6-4 Redukce za spalinovým ventilátorem	49
Obr. 7-1 Výhyb trubek membránové stěny pro trysku (2D)	51
Obr. 7-2 Vytvoření místa pro vložení výhybů pro trysky	52
Obr. 7-3 Umístění výhyby pro trysky 2° vzduchu (přední stěna).....	53
Obr. 7-4 Výtlačná trasa sekundárního vzduchu.....	54
Obr. 7-5 Prostor pro zavedení poloviny trasy sekundárního vzduchu	55
Obr. 7-6 Zavedení poloviny trasy sekundárního vzduchu k tryskám.....	55
Obr. 7-7 Trysky sekundárního vzduchu (přední stěna)	56
Obr. 7-8 Sání vzduchu	56
Obr. 7-9 Diagram pro určení tlakových ztrát svazku [6] (str. 690).....	60
Obr. 7-10 Detail žebra	87
Obr. 7-11 Schéma zapojení ventilátorů vzduchů.....	92
Obr. 7-12 Umístění napájecí nádrže	95
Obr. 7-13 Schéma zapojení napájecích čerpadel.....	105
Obr. 8-1 Schéma celkového zapojení kotle	107

Obr. 9-1 Snímek navrženého kotle..... 108

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Zadání: prvkové složení paliva.....	16
Tabulka 2 Zadání: bilanční tabulka médií	16
Tabulka 3 Zadání: rozměry kotle.....	17
Tabulka 4 Fyzikální vlastnosti prvků [13].....	21
Tabulka 5 Zadání: rozměry teplosměnných ploch (1/2).....	30
Tabulka 6 Zadání: rozměry teplosměnných ploch (2/2).....	36
Tabulka 7 Potřebné údaje pro poptání ventilátoru.....	57
Tabulka 8 Zadání: rozměry krycího výparníku	68
Tabulka 9 Zadání: rozměry přehříváku P2	70
Tabulka 10 Zadání: rozměry přehříváku P3	72
Tabulka 11 Zadání: rozměry přehříváku P1b	74
Tabulka 12 Zadání: rozměry přehříváku P1a	76
Tabulka 13 Zadání: rozměry ekonomizéru E3	78
Tabulka 14 Zadání: rozměry ekonomizéru E2	81
Tabulka 15 Součinitele tření dle vnitřního průměru [6] (str. 660)	97

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Model návrhu parního kotle.nwd