



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH HRSG KOTLE

HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Kristýna Dlouhá

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Milčák

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Studentka:	Bc. Kristýna Dlouhá
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Pavel Milčák
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh HRSG kotle

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Součástí paroplynových cyklů je spalovací turbína a HRSG kotel s turbínou parní. Paroplynové cykly dosahují vysoké účinnosti transformace primární energie jsou využívány pro poskytování podpůrných služeb přenosové soustavě.

Cíle diplomové práce:

- analýza dat z provozu teplárny
- koncepční řešení nového zdroje na bázi paroplynového cyklu pro daný provoz teplárny
- výběr vhodné spalovací turbíny vedoucí k zadání HRSG kotle
- koncepční řešení HRSG kotle
- tepelný výpočet HRSG kotle
- základní pevnostní dimenzování ploch, převáděcího potrubí a komor
- schématický náčrt HRSG kotle, přibližné určení zastavěné plochy

Seznam doporučené literatury:

GANAPATHY, Vadivel. Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications and calculations. New York: CRC Press, 2003, xii, 625 s. : il., tab. ISBN 0-8247-0814-8.

Chapter 7 - Gas Turbine and Heat Recovery Steam Generator. Thermal Power Plant. 2015, s. 239-283. DOI: 10.1016/B978-0-12-801575-9.00007-X. ISBN 978-0-12-801575-9.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem kotle na odpadní teplo. Úvodní část práce je věnována spalínovým kotelům, jejich rozdělení a jejich využití v paroplynových cyklech. Následuje kapitola, ve které je provedena analýza stávajícího provozu teplárny. V další části práce je navrženo koncepční řešení nového zdroje. Následně je proveden tepelný výpočet kotle a také návrh jednotlivých teplosměnných ploch. Šestá kapitola se zabývá pevnostním výpočtem kotle a jsou v ní projektovány vnější potrubí, komory a buben. V závěru práce jsou popsány nenávrhové stavy nového paroplynového cyklu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kotel na odpadní teplo, spalínový kotel, paroplynový cyklus (PPC), teplárna.

ABSTRACT

This master's thesis deals with the design of a heat recovery steam generator. The introductory part of the thesis is dedicated to waste heat boilers, their division and their utilization in combined cycles gas turbine. In the following chapter, an analysis of the existing combined heat and power plant operation is performed. In the next part of the thesis, the conceptual layout of the new source is designed. Subsequently, the thermal calculation of the boiler is carried out as well as the design of individual heat exchanging surfaces. The sixth chapter deals with the strength calculation of the boiler and the outer piping, chambers and drum are designed here. At the end of the thesis there are described off-design states of the new combined cycle gas turbine.

KEYWORDS

Heat recovery steam generator (HRSG), waste heat boiler, combined cycle gas turbine (CCGT), combined heat and power (CHP) plant.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DLOUHÁ, Kristýna. *Návrh HRSG kotle* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116956>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Návrh HRSG kotle* vypracovala samostatně pod vedením Ing. Pavla Milčáka, a s použitím uvedené odborné literatury a pramenů.

V Brně dne 22. 5. 2019

.....
Bc. Kristýna Dlouhá

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych ráda poděkovala svému vedoucímu Ing. Pavlu Milčákovi, za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

OBSAH

0 Úvod.....	12
1 Kotel na odpadní teplo.....	13
1.1 Paroplynový cyklus.....	14
1.2 Chengův cyklus.....	15
1.3 Rozdělení kotlů	16
1.3.1 Cirkulační systémy	16
1.3.2 Proudění spalin	19
1.4 Návrh kotle	20
1.5 Specifikace kotlů.....	24
2 Analýza stávajícího provozu	25
2.1 Popis zdroje.....	25
2.2 Omezení	25
2.3 Analýza dat	26
3 Návrh koncepčního řešení	31
3.1 Bilanční schémata	31
3.1.1 Varianta A.....	31
3.1.2 Varianta B.....	32
3.2 Výsledný návrh	33
4 Koncepční řešení nového zdroje	35
5 Tepelný výpočet HRSG kotle.....	37
5.1 Zadané hodnoty.....	37
5.2 Parametry vody a páry	38
5.3 Vlastnosti spalin.....	41
5.3.1 Hustota spalin	41
5.3.2 Objemový průtok spalin	41
5.3.3 Entalpie spalin	41
5.4 Tepelné ztráty	42
5.5 Parní výkon kotle a předané tepelné toky	43
5.5.1 Předané tepelné toky.....	43
5.6 Parametry spalin	44

5.7	Návrhový pilový diagram.....	45
5.8	Přehřívák 2	46
5.8.1	Součinitel prostupu tepla.....	47
5.8.2	Střední logaritmický teplotní spád	49
5.8.3	Teplosměnná plocha	49
5.8.4	Skutečný předaný tepelný tok	49
5.8.5	Skutečné parametry spalin	50
5.9	Přehřívák 1	50
5.9.1	Součinitel prostupu tepla.....	51
5.9.2	Střední logaritmický teplotní spád	53
5.9.3	Teplosměnná plocha	53
5.9.4	Skutečný předaný tepelný tok	53
5.9.5	Skutečné parametry páry a spalin	54
5.10	Výparník.....	55
5.10.1	Součinitel prostupu tepla.....	56
5.10.2	Střední logaritmický teplotní spád	57
5.10.3	Teplosměnná plocha	58
5.10.4	Skutečný předaný tepelný tok	58
5.10.5	Skutečné parametry vody a spalin	58
5.11	Ekonomizér	59
5.11.1	Součinitel prostupu tepla.....	60
5.11.2	Střední logaritmický teplotní spád	62
5.11.3	Teplosměnná plocha	62
5.11.4	Skutečný předaný tepelný tok	62
5.11.5	Skutečné parametry spalin	62
5.12	Ohřívák topné vody	63
5.12.1	Součinitel prostupu tepla.....	64
5.12.2	Střední logaritmický teplotní spád	66
5.12.3	Teplosměnná plocha	66
5.12.4	Skutečný předaný tepelný tok	66
5.12.5	Skutečné parametry spalin	66
5.13	Skutečný pilový diagram.....	67

6	<i>Pevnostní výpočet HRSG kotle</i>	68
6.1	Rovná trubka	68
6.1.1	Teplosměnné plochy	68
6.1.2	Zavodňovací trubky výparníku	69
6.1.3	Převáděcí trubky výparníku	70
6.1.4	Převáděcí potrubí	71
6.2	Komora	73
6.2.1	Buben	75
7	<i>Nenávrhové stavy</i>	77
7.1	Varianta pro teplotu okolí 21 °C	77
7.2	Varianta pro teplotu okolí 10 °C	78
7.3	Srovnání s návrhovou teplotou okolí 15 °C	79
7.4	Varianty pro teplotu okolí 5 °C, 0 °C a -5 °C	79
8	<i>Závěr</i>	81

0 ÚVOD

Diplomovou práci na téma *Návrh HRSG kotle* jsem si vybrala z toho důvodu, že mi problematika paroplynových cyklů připadá velice zajímavá.

Práce měla tyto cíle:

- provést rešerši dostupné literatury,
- analyzovat provozní údaje soustavy centrálního zásobování teplem (CZT) potřebné pro návrh nové technologie,
- navrhnout zapojení paroplynového cyklu (PPC), rozebrat jednotlivé varianty,
- vybrat vhodnou spalovací turbínu,
- navrhnout HRSG kotel (provést jeho tepelný a pevnostní výpočet),
- vytvořit dispoziční návrh,
- posoudit vliv změny provozních podmínek na chování nového zdroje.

V současnosti směřuje energetika EU k odklonu od uhlí a jednou z možností náhrady uhelných bloků je paroplynový cyklus. Jedná se o moderní a ve světě velmi užívaný zdroj elektrické energie, který dosahuje vysoké tepelné účinnosti. Zařízení používající tento oběh jsou šetrnější k životnímu prostředí, protože oproti spalování uhlí dochází k výrazné eliminaci emisí škodlivin do ovzduší. Také mají vysokou účinnost transformace primární energie [1], [2].

Charakteristickým rysem paroplynových cyklů je závislost jejich výkonu na teplotě vzduchu, nadmořské výšce a relativní vlhkosti. Nejvýraznější je pak vliv teploty [2].

Díky své flexibilitě a regulaci výkonu mohou paroplynové cykly poskytovat podpůrné služby přenosové soustavě. Po spuštění může být PPC připojen k síti za několik minut. Při současném zaměření energetiky na obnovitelné zdroje (s proměnlivou výrobou elektrické energie) je potřebné mít k dispozici zařízení, které je schopné stabilizovat elektrizační soustavu a tak rychle vyrovnávat rozdíl mezi spotřebou elektrické energie a její výrobou [1], [2].

I přes řadu výhod má tento oběh své nevýhody. Tou nejviditelnější je potřeba drahého ušlechtilého paliva (nejčastěji zemního plynu) pro provoz plynové turbíny.

Nejvíce nových paroplynových zdrojů se instaluje v USA a v Japonsku, v Evropě se tímto směrem ubírá především Itálie, Španělsko a Velká Británie. V České republice je nejznámější aplikací PPC Počerady [2].

Jednou z nejdůležitějších částí paroplynového cyklu je spalinový kotel. Zbytková energie spalin vystupujících z plynové turbíny je zde využita pro výrobu páry pro parní turbínu. Využíváním odpadního tepla spalin se zvyšuje celková účinnost procesu spalování [2].

1 KOTEL NA ODPADNÍ TEPLA

Kotel na odpadní teplo (nebo také spalínový kotel) je výměník tepla, který využívá teplo z horkého proudu plynu (o teplotě až 1000 °C) pro tvorbu páry nebo horké vody. Specifikem těchto kotlů je, že nemají spalovací komoru a pro tvorbu vodní páry využívají buď teplo spalin za spalovacími turbínami plynových a paroplynových tepláren, nebo spalin z různých výrobních provozů (ocelárna, sklárna, ...). Vyrobena pára může být použita buď v jiné technologii, nebo pohání parní turbínu [3], [4].

Běžnou aplikací, kde se tento kotel na odpadní teplo používá, je paroplynová elektrárna nebo teplárna. Horké spaliny z plynové (spalovací) turbíny jsou dodávány do spalínového kotle a v něm se generuje pára, která pohání parní turbínu. Výroba elektřiny tímto způsobem je účinnější než plynová turbína nebo parní turbína samostatně [3].

HRSG kotel je projektován na maximální teplotu spalin a průtok plynu ze spalovací turbíny. Podle směru toku spalin se spalínové kotle dělí na vertikální a horizontální. Výhodou vertikálního uspořádání je malý zastavěný prostor. Horizontální kotle z důvodu přirozené cirkulace ve výparníkovém okruhu nepotřebují oběhová čerpadla, mají ale pomalejší náběh a zabírají větší plochu pozemku. Nejčastěji se při návrhu volí kotel s přirozeným nebo nuceným oběhem (bubnový), někdy se může aplikovat i průtočný kotel [3], [4].

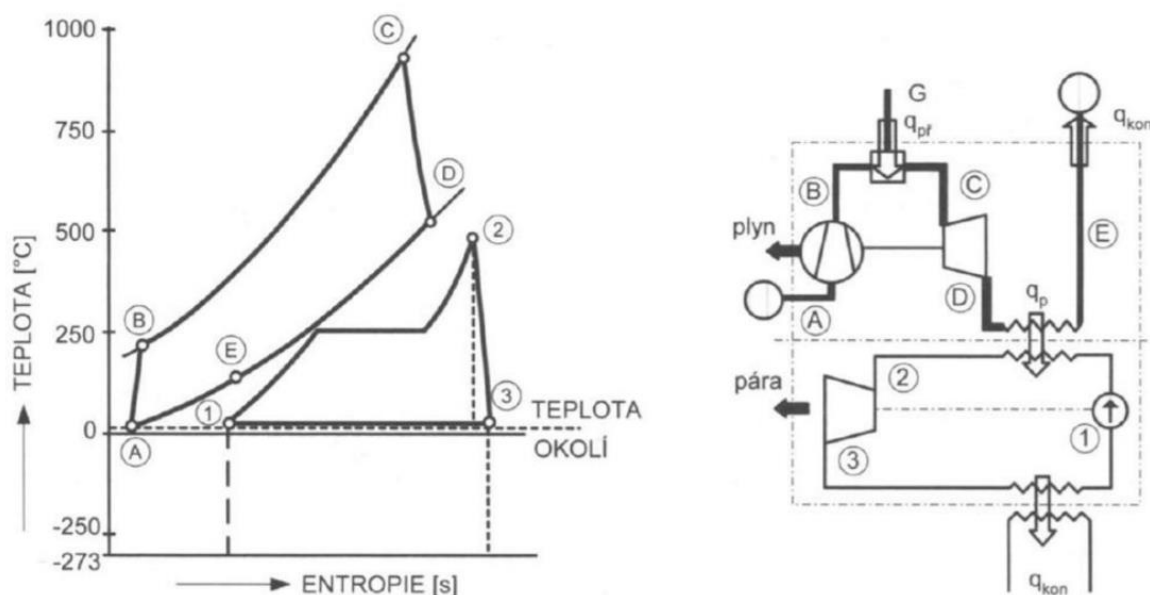
Spalínový kotel může mít jednu až čtyři samostatně řízené tlakové úrovně, aby se optimalizovala regenerace (zpětné získávání tepla) a účinnost cyklu. Vysokotlaká pára pohání parní turbínu. Nízkotlaká (technologická) pára se používá k odplynění a ohřátí napájecí vody, a tak podle rozvržení oběhu může a nemusí být zařazen odběr páry z turbíny pro regenerační ohřev napájecí vody. Vyrobena horká voda se využívá k vytápění [3], [4].

Pro lepší přestup tepla se u výhřevných ploch používají příčně žebrované trubky. Tato konstrukce se aplikuje tehdy, je-li součinitel přestupu tepla u jedné pracovní látky zřetelně větší než u druhé. Aby byla splněna podmínka $\alpha_1 \cdot S_1 = \alpha_2 \cdot S_2$, je potřeba zvětšit teplosměnnou plochu trubek s menším součinitelem přestupu tepla. Na vnější žebrované straně trubek pak proudí spaliny a uvnitř trubek voda nebo pára, proto se nejběžněji využívají příčná kruhová žebra vnější [4].

Spaliny z plynové turbíny zásobují HRSG kotel fyzickým teplem, obsahují asi 6–10 % vodní páry a vysoký podíl kyslíku (16–18 %). Proto mohou být využity jako zdroj kyslíku pro spalování bez přívodu vzduchu ve druhém stupni, v kotli na odpadní teplo. Na vstupu spalin do kotle (před teplosměnnými plochami) může být nainstalován doplňkový mřížový hořák na zemní plyn (někdy i na olej), který dodává do kotle další energii. Teplota spalin je potom vyšší, produkuje se více páry a výstupní teplota spalin z kotle je nižší. Z technicko-ekonomického hlediska je účelné zvyšovat teplotu spalin nejméně o 100–150 °C, obvykle na 700–850 °C. Je možné dosáhnout i vyšší teploty (nad 1000 °C), avšak spalínové kotle jsou zpravidla navrhovány jako konvekční, bez sálavých teplosměnných ploch. Výše popsané zařízení se označuje jako kotel s přitápěním a umožňuje větší provozní flexibilitu, vylepšenou regulaci teploty páry a vyšší celkový výkon [3], [4], [5], [6], [7].

1.1 Paroplynový cyklus

Když je vysoký poměr mezi výrobou energie a požadavkem na teplo, v mnoha případech se využívá paroplynová teplárna. Obr. 1.1 znázorňuje schéma zapojení paroplynového oběhu a jeho T-s diagram. V paroplynovém cyklu jak plynová, tak parní turbína dodávají elektřinu do sítě a mezi oběma turbínami je umístěn kotel na odpadní teplo. Teplo spalin za spalovací turbínou je využito v HRSG kotli pro výrobu páry, která pohání parní turbínu a vyrábí tak další elektrickou energii. Termodynamicky jde o spojení vysokoteplotního (1100–1650 °C) Braytonova cyklu (plynový) a středně- a nízkoteplotního (540–650 °C) Rankinova cyklu (parní), čímž se eliminují jejich nevýhody a využijí výhody (vysoká střední teplota přívodu tepla a nízká střední teplota odvodu tepla) a je možné dosáhnout celkové tepelné účinnosti 42–58 %. Žádný z těchto cyklů pouze sám o sobě takové účinnosti nedosáhne (plynový 28–38 %, parní 28–42 %). Nevýhodou však zůstává nutnost spalovat drahá kapalná nebo plynná paliva. U oběhů bez přitápění parní turbína vyrobí přibližně 30–35 % z celkového výkonu elektrárny, zbývajících 65–70 % dodá plynová turbína a zařízení dosahuje nejvyšší účinnosti. Paroplynové elektrárny s přitápěním mají podíl výkonu spalovacích turbín na celkovém výkonu poměrně malý (10–20 %), protože převládající část tepla je přivedena do parního oběhu [1], [3], [6], [8].



Obr. 1.1 – Paroplynový oběh [8]

Za spalovací turbínou jsou často instalovány tlumiče a obtok (bypass) s vyvedením spalin rovnou do komína. Tím je umožněn provoz pouze plynové turbíny nezávisle na parním cyklu [3].

Výkon plynové turbíny výrazně klesá s rostoucí teplotou okolí. Nižší hustota teplého vzduchu snižuje hmotností průtok turbínou a průtok spalin HRSG kotlem, což zase snižuje výrobu páry a tím i výkon parní turbíny. Z toho důvodu se v létě využívá hned několik způsobů pro zvyšování výkonu spalovací turbíny. Tři nejběžnější jsou [5]:

- vstřikování páry do plynové turbíny,
- předchlazení vstupního vzduchu,
- přitápění ve spalinovém kotli.

Výkon HRSG kotle bez přitápění je ovlivněn změnami průtoku a teploty spalin, rozdíly ve výkonu mezi letními a zimními měsíci jsou poměrně velké. Aby se minimalizoval účinek okolní teploty na výkon, využívá se několik metod, např. odpařovací chladiče nebo absorpční chladiče [5].

Přítápění je účinný způsob, jak zvýšit výrobu páry v kotli na odpadní teplo. Kromě toho také snižuje teplotu spalin jdoucích do komína a přídavná pára se generuje s účinností téměř 100 %. Využitím přítápění v paroplynových teplárnách se může v širokém rozsahu měnit výkon parní turbíny, přičemž mohou nastat dvě situace [5], [6]:

- Vzroste parní výkon kotle při zachování parametrů páry, tím se zvýší výkon parní turbíny i topný výkon. Parní výkon kotle, výkon parní turbíny i topný výkon se mění ve stejném poměru.
- Zvýšením teploty spalin před parním kotlem narostou parametry vyráběné páry i parní výkon kotle, tím výkon parní turbíny vzroste poměrně více než topný výkon.

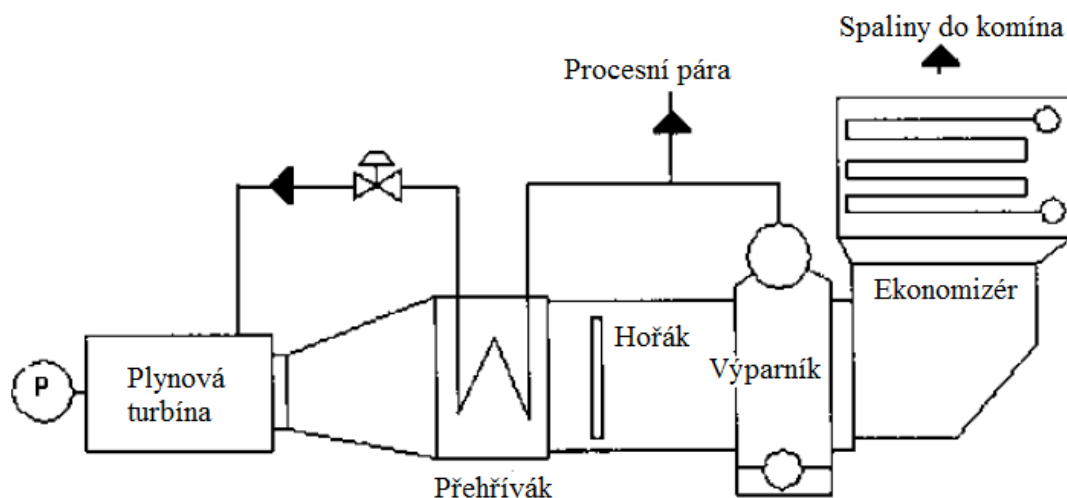
Parametry páry paroplynové elektrárny a kogenerační teplárny se značně liší. Paroplynové elektrárny obvykle pracují se spalinovým kotlem bez přítápění a generují vícetlakou páru pomocí komplexního uspořádání teplosměnných ploch k co největšímu využití energie. V kogeneračních teplárnách je vyžadováno velké množství páry, a proto jsou časté kotle s přítápěním. I při vysoké vstupní teplotě plynu mohou jednotlakové HRSG kotle vychladit spaliny na relativně nízkou teplotu, takže je výroba páry tímto způsobem často dostačující. Mnohdy se přivádí sytá pára z jiných kotlů do kotle na odpadní teplo a tam se přehřívá, pára také může být odváděna z HRSG kotle do jiných zařízení. Kotle paroplynových elektráren jsou obvykle provozovány při stálých výkonech, zatímco poptávka po páře z kogenerační teplárny často kolísá a je funkcí procesu [5].

Tento oběh se vyznačuje flexibilitou, rychlým spouštěním s částečným zatížením, vhodností jak pro základní zatížení, tak pro cyklický provoz a vysokou účinností v širokém rozsahu zatížení. Nevýhodou je složitost spojení dvou technologií v jednom závodě. Kromě toho mají paroplynové elektrárny nízké investiční náklady a krátkou dobu výstavby (12–20 měsíců) oproti velkým uhelným elektrárnám (3–4 roky). Dalšími výhodami paroplynových cyklů jsou vysoká účinnost a nízký dopad na životní prostředí. Emise plynů jako např. SO_2 , NO_x a pevných částic (PM) jsou také relativně nízké. Doba najíždění HRSG kotle je poměrně krátká, obvykle trvá asi 60 minut uvést kotel ze studeného stavu do plného výkonu. Účinnost moderních paroplynových elektráren při plném výkonu se blíží 60 %, zatímco účinnost nadkritických práškových uhelných elektráren při plném výkonu je okolo 46 % [3], [5].

1.2 Chengův cyklus

Jednou z variant kogeneračních systémů využívajících spalovací turbíny je Chengův cyklus, který je ideální pro elektrárny s kolísavým elektrickým a parním výkonem. Skládá se z plynové turbíny s kotlem na odpadní teplo, který obsahuje přehřívák, výparník a ekonomizér (obr. 1.2). Mřížový hořák je umístěn mezi přehřívákem a výparníkem. Přehřátá pára je vstříkována do spalovací turbíny, čímž se výrazně zvýší její elektrický výkon. Přehřívák je schopen pracovat naprázdno (tj. bez páry). Pokud je požadována pouze procesní pára, používá se sytá pára z výparníku. Když je potřeba více procesní páry, využije se mřížový hořák. HRSG kotel tedy může pracovat v různých režimech pomocí změny množství páry vstříkované do plynové turbíny nebo změny množství paliva spalovaného v mřížovém hořáku. Elektrárna tudíž může výrazně měnit poměr výkonu k procesní páře podle nákladů na palivo nebo elektřinu a tím optimalizovat

celkovou účinností. Kogenerační elektrárny s kolísavými požadavky na páru a výkon jsou ideálními kandidáty pro Chengův cyklus. Prokázaný úspěch systému v malých zařízeních se nyní uplatňuje na středně velké spalovací turbíny v rozmezí 50–125 MW. Chengův cyklus je v provozu ve více než 50 instalacích po celém světě [5].



Obr. 1.2 – Schéma Chengova cyklu (upraveno) [5]

1.3 Rozdělení kotlů

HRSG kotle jsou rozděleny do skupin například podle aplikace, druhu použitého kotle, čistoty plynu nebo konfigurace kotle. Hlavní klasifikace je založena na tom, zda je kotel používán k technologickým účelům nebo k využití energie. Kotle vyrábějící páru pro další technologii se používají pro ochlazení odpadních plynů z dané vstupní teploty na požadovanou výstupní teplotu. Toho se využívá například v chemickém průmyslu (výroba kyseliny sírové, vodíku). Výstupní teplota spalin z kotle je důležitým parametrem, a proto je regulována pomocí bypassu spalin. Generování páry má v těchto zařízeních druhořadý význam. Oproti tomu v aplikacích s využitím energie jsou spaliny ochlazovány co nejvíce, ale nesmí dojít k nízkoteplotní korozi. Příkladem může být regenerace tepla ze spalování odpadů, ohnišť nebo vypalovacích pecí. Cílem je maximalizovat využití energie [5].

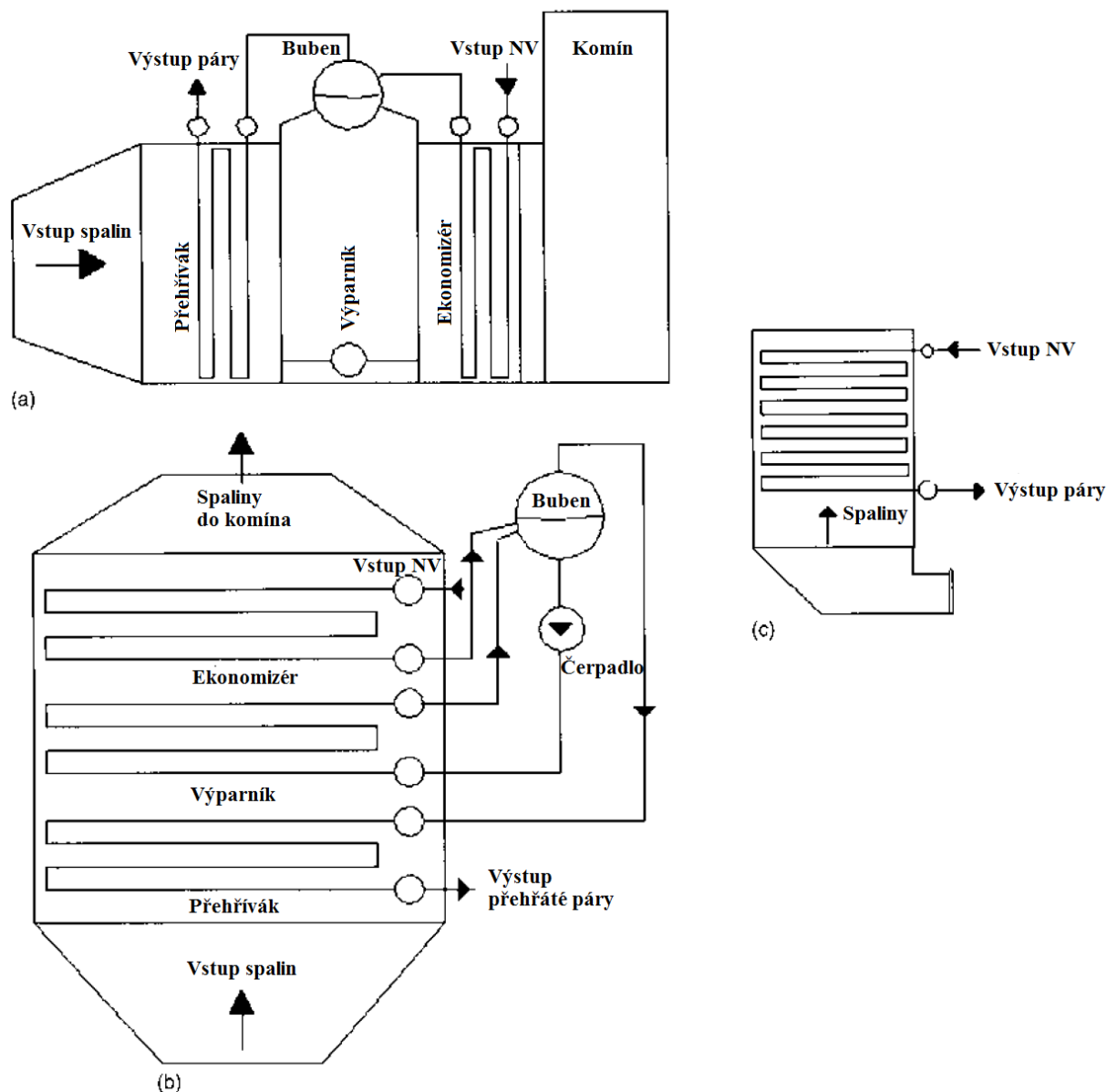
Tlak spalin v kotlích na odpadní teplo je obvykle blízký atmosférickému tlaku. Obecně platí, že je-li vstupní teplota spalin vysoká (nad 760 °C), jednotláký systém pro zpětné získávání tepla je dostačující k ochlazení spalin na asi 150–180 °C. Pokud je vstupní teplota spalin do HRSG kotle nízká (480–540 °C), jednotláký systém nedokáže dostatečně ochladit spaliny a často je vyžadován systém vícetlakové páry [5].

1.3.1 Cirkulační systémy

Kotle na odpadní teplo jsou obvykle podle typu používaného oběhového systému děleny na kotle s přirozenou cirkulací, s nucenou cirkulací a na kotle průtočné, jak je znázorněno na obr. 1.3. Zpravidla jsou HRSG kotle navrhovány s přirozenou cirkulací ve výparníkovém okruhu, potom tyto jednotky mají svislé trubky a proudění spalin je horizontální. Vertikální kotel vyrábějící páru o velmi vysokém tlaku ale může být navržen i s nuceným oběhem. Tyto kotle používají obvykle vodorovné trubky a vertikální průtok spalin. Průtočné kotle mohou mít buď horizontální, nebo vertikální směr proudění spalin. U kotlů s přirozenou cirkulací je oběh

parovodní směsi ve výparníku zajišťován rozdílem hustot vodní a parní fáze. U jednotek s nuceným oběhem je cirkulace média výparníkem vynucována čerpadlem. Průtočné kotle nemají žádný cirkulační systém, voda vstupuje na jednom konci trubkového svazku a jako pára odchází na konci druhém [3], [5].

Ve Spojených státech jsou spalínové kotle obvykle navrhovány s přirozenou cirkulací, zatímco v Evropě jsou běžně k vidění průtočné kotle a kotle s nucenou cirkulací [5].



Obr. 1.3 – HRSG kotle s různým typem cirkulačních systémů (upraveno) [5]
 a) přirozená cirkulace, b) nucená cirkulace, c) průtočný kotel

1.3.1.1 Průtočné kotle

Průtočný kotel na odpadní teplo nemá bubnu jako cirkulační kotle, proto má mnohem menší vodní obsah, z čehož plyne rychlejší najíždění. Jednoduše se skládá z hadovitých smyček trubek stejně jako ekonomizér. Protože se voda přeměňuje na páru uvnitř trubek, měla by obsahovat co nejméně pevných částic. V opačném případě může docházet k usazování částic uvnitř trubek, což může vést k jejich přehřátí a následnému poškození, především pokud je předáváný tepelný tok uvnitř trubek vysoký. Průtočné kotle podobně jako jednotky s přirozeným nebo nuceným oběhem vytvářejí jednotlakou či vícetlakou sytou nebo přehřátou páru [5].

Průtočný kotel nemá jasně definovanou část ekonomizéru, výparníku a přehříváku. Není zde pevný počátek a konec odpařování, poloha počátku varu se mění v závislosti na např. průtoku spalin a vstupní teplotě spalin. Tlaková ztráta ve výparníkových trubkách je poměrně velká, může být v rozmezí několika desítek bar, což jsou provozní náklady a musí být zohledněny při hodnocení návrhu kotle. Výhodami průtočným kotlů jsou absence zavodňovacího a převáděcího potrubí, nepřítomnost bubny a související náklady na materiál a výrobu [5].

1.3.1.2 Kotle s přirozenou a nucenou cirkulací (bubnové kotle)

Bubnové kotle mají pevný bod vypařování. V bubnu se odehrává var při konstantní teplotě za daného konstantního tlaku, také dochází k separaci mokré páry na plynnou a kapalnou fázi. Sytá kapalina z bubnu je vedena do vstupní komory, přerozdělí se do trubek výparníku, vzniklá parovodní směs je poté shromažďována ve výstupní komoře a je vedena zpátky do bubnu. Níže jsou uvedeny některé vlastnosti těchto typů spalinových kotlů [3], [5], [9]:

- Cirkulační číslo u jednotek s přirozenou cirkulací je obvykle v rozmezí 8–20 v závislosti na systému, rozmístění a na velikosti zavodňovacích, výparníkových a převáděcích trubek. Kotle s nuceným oběhem jsou dimenzovány pro konkrétní cirkulační číslo, typicky 3–6.
- Použití výparníku s přirozeným oběhem je omezeno tlakem. U běžných kotlů (např. na tuhá paliva) se za hranici mezi přirozenou a nucenou cirkulací považuje tlak kolem 160 bar. U kotlů na odpadní teplo však docházelo k poruchám výparníku s přirozeným oběhem, proto se nucená cirkulace používá i při nižších tlacích než 160 bar.
- Jednotky s přirozeným oběhem ve výparníku nevyžadují pro udržení cirkulace média čerpadlo, oběh je zajištěn přírodními gravitačními zákony. Použití oběhových čerpadel v kotlích s nucenou cirkulací zahrnuje provozní náklady a náklady na údržbu a jejich případná porucha (např. způsobená výpadkem proudu) může odstavit HRSG kotel.
- U přirozeného oběhu voda vře ve svislých trubkách a vzniklé parní bubliny se pohybují nahoru, proto jsou stěny trubek zcela navlhčeny vodou. V důsledku toho jsou poškození trubek výjimečná. Kdežto u vodorovných trubek vzniká teplotní spád mezi horní a spodní částí trubek, což může způsobit tepelnou únavu materiálu. Kromě toho, pokud není rychlost parovodní směsi dostatečně vysoká, může se uvnitř horizontálních trubek oddělit pára od vody, což vede k pokrytí parou a možnému přehřátí trubek.
- Kotle s přirozenou cirkulací vyžadují více nemovitého majetku než jednotky s nuceným oběhem, protože výhřevné plochy jsou umístěny za sebou. Kotle s nucenou cirkulací mají malou podlahovou plochu, ale jsou vysoké, což vyžaduje velké množství nosné konstrukční oceli, žebříků a plošin.

Navzdory jejich rozdílům a kladům a záporům jsou všechny tři typy kotlů na odpadní teplo používány po celém světě. Výběr je zpravidla založen na zkušenostech manažerů závodů, jejich konzultantů a koncových uživatelů [5].

1.3.2 Proudění spalin

Časté členění kotlů je založeno na tom, zda spaliny proudí uvnitř nebo vně trubek. U velkoprostorových kotlů spaliny proudí uvnitř trubek, zatímco u vodotrubných kotlů je voda uvnitř trubek a spaliny proudí vně trubek. Hlavní znaky každého typu jsou popsány níže [5].

Obecně jsou vodotrubné kotle vhodné pro velké průtoky spalin přesahující stovky kilogramů za sekundu a zvládají vysoké tlaky a teploty páry. Velkoprostorové kotle jsou vyhovující pro nízké tlaky páry, obvykle méně než 35 bar [5].

Vodotrubné kotle mohou být menší a lehčí, především pokud je průtok spalin velký. Přehříváky se využívají u obou typů, u vodotrubných kotlů jsou umístěny v oblasti optimální teploty spalin. U velkoprostorových kotlů musí být přehřívák umístěn na vstupu nebo výstupu spalin, čímž je konstrukce méně pružná a kotel je náchylný k zastruskování či korozi [5].

Spaliny z plynové turbíny jsou čisté, tudíž jsou pro kotle na odpadní teplo přirozenou volbou vodotrubné kotle s žebrováním. Díky tomu je jejich konstrukce kompaktní. Kvůli velkému zatížení a malým teplotním rozdílům na různých výhřevných plochách hladké trubky nemohou efektivně sloužit svému účelu. Výsledná konstrukce HRSG kotle by byla obrovská a nevhodná, tlaková ztráta spalin by byla také velmi vysoká. Jedinou výjimkou je spalinový kotel s přítápěním, v tomto případě mohou být použity hladké trubky. Velkoprostorové kotle jsou v aplikacích pro zpětné získávání tepla vzácné, protože používají hladké trubky, což je činí velkými a nepraktickými. Někdy se ale využívají za malými spalovacími turbínami pro výrobu nízkotlaké syté páry pro použití v chladičích. Pro vyhovění zvláštním potřebám se občas používá spojení velkoprostorových a vodotrubných kotlů [5].

1.3.2.1 Velkoprostorové kotle

Velikost trubek hraje významnou roli při minimalizaci délky kotle. Pro malý průtok spalin se může využít vícetahová koncepce, čímž se sníží celková délka kotle. Menší trubky mají obecně nižší teploty stěn a rovněž vyžadují menší povrch a jsou kratší. Tepelné toky jsou u velkoprostorových kotlů poměrně malé kvůli nízkým hodnotám součinitelů přestupu tepla na straně spalin [5].

Vzhledem k velké zásobě vody reagují velkoprostorové kotle ve srovnání s vodotrubnými jednotkami pomalu na změny výkonu. Pokles tlaku při ztrátě tepelného příkonu bude však také menší [5].

1.3.2.2 Vodotrubné kotle

Při dané sadě vstupních parametrů spalin (např. průtok a teplota) budou různé výhřevné plochy reagovat různě. Používají se hladké nebo žebrované trubky. Přehřívák může mít jeden nebo více stupňů. Někdy se v kotli přehřívá pára přivedená z jiného zařízení nebo se sytá pára z bubnu odebírá pro odplynění či procesní účely [5].

Rozteč trubek se může měnit v závislosti na rychlosti spalin a znečištění proudu spalin. Pokud jsou spaliny znečištěné, používají se pro konstrukci výměníků hladké trubky, u nichž je obvyklé uspořádání za sebou. Vystřídané uspořádání trubek je v tomto případě neefektivní. U žebrovaných trubek se využívají obě uspořádání. Podle teploty a čistoty spalin se přehříváky konstruují buď s hladkými, nebo žebrovanými trubkami. Zpravidla je u nich preferován menší počet žeborů na metr kvůli malému součiniteli přestupu tepla uvnitř trubek [5].

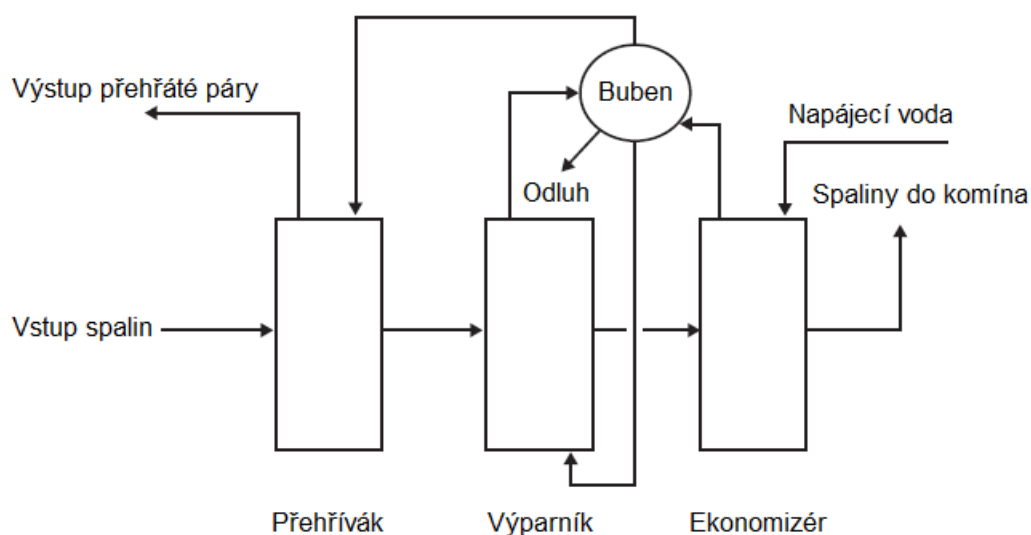
1.4 Návrh kotle

Teploty dostupné v ohništích konvenčních kotlů prostřednictvím spalování paliva jsou značně vysoké (930–1230 °C, v závislosti na typu paliva). Z metalurgických důvodů je teplota ve spalovací komoře plynové turbíny omezena na asi 1350 °C, proto se k ochlazení plamene používá velké množství stlačeného vzduchu, čímž se zvyšuje průtok spalin za turbínou. Během provozu však zůstává průtok spalin téměř konstantní. Po expanzi v turbíně mají spaliny velmi nízkou teplotu (400–550 °C) a tlak je trochu vyšší než atmosférický. Návrh spalínového kotle je tak rozhodující, jelikož pokles teploty spalin na vstupu ovlivní energii pohlcenou v různých teplosměnných plochách (především v ekonomizéru) a nakonec i výstupní teplotu plynu z kotle. Pro stanovení výroby páry a k předběžnému návrhu teplosměnných ploch pomocí pilového diagramu je tedy využít ekonomický návrh HRSG kotle s ohledem na následujících pět klíčových parametrů [3], [5]:

- dovolený protitlak,
- tlak a teplota páry,
- pinch point,
- nedohřev (approach temperature) přehříváku a ekonomizéru,
- výstupní teplota z komína.

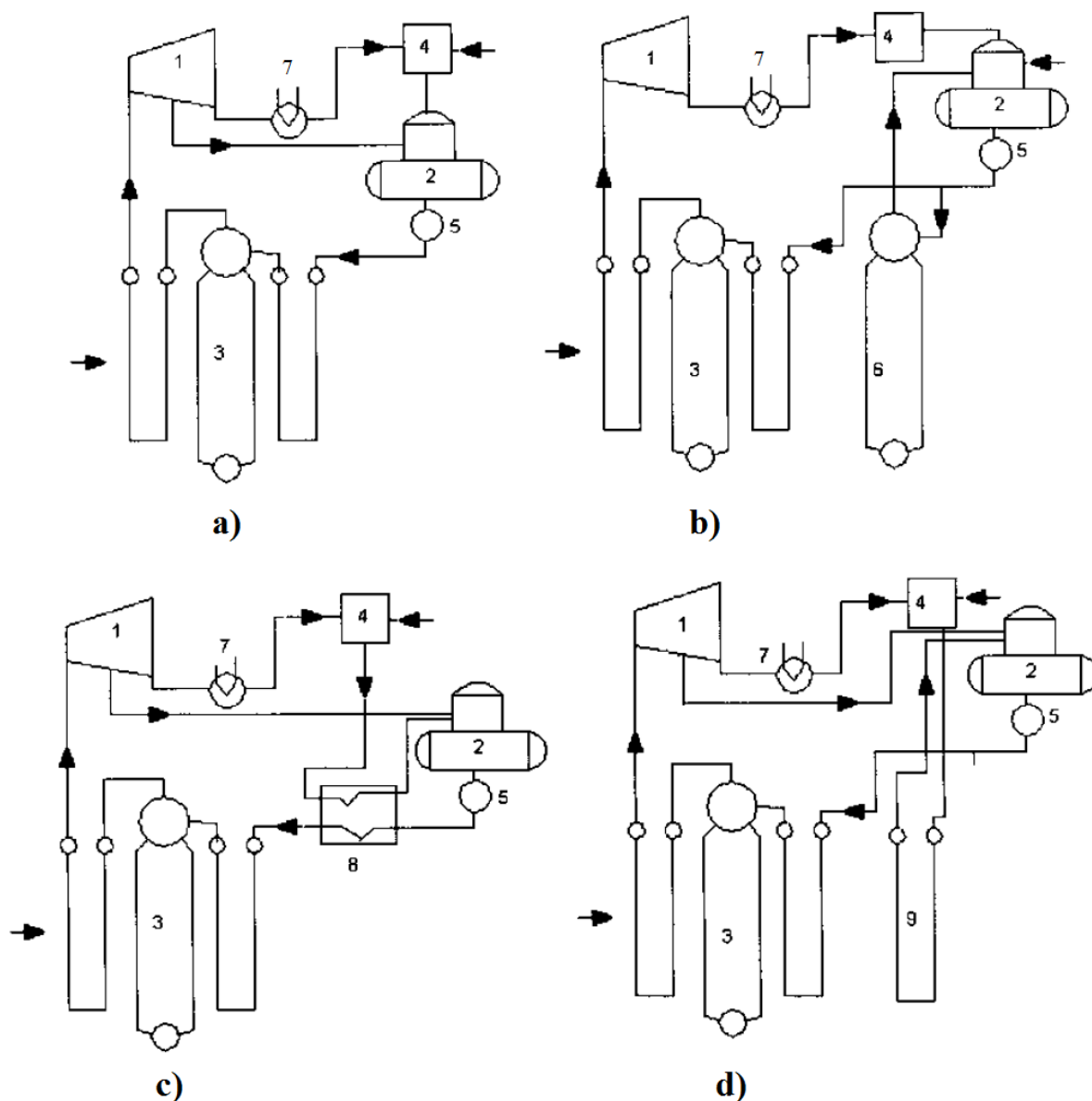
Protitlak je významně ovlivněn průtočným průřezem kotle. Vyšší protitlaky snižují náklady kotle, ale také snižují účinnost plynové turbíny. Z technicko-ekonomického hlediska jsou tedy protitlaky na vstupu kotle na odpadní teplo udržovány v rozmezí 25,0–37,5 mbar [3].

Nejlepší prostor pro umístění přehříváku je v nejteplejší oblasti spalin, protože pro maximální přenos tepla a výrobu co nejteplejší páry při nejvyšším tlaku je v tomto místě potřeba minimální plocha výměníku. Obvykle se ve spalínovém kotli bez přitápění vyrábí pára o tlaku 20–60 bar a teplotě 320–450 °C. Pokud jsou požadovány vyšší parametry páry, zvyšuje se teplota spalin přitápěním. Ohřáté plyny o teplotě asi 750 °C potom generují páru o tlaku 80–140 bar (v některých případech i o nadkritickém tlaku) a teplotě 500–535 °C [3], [6].



Obr. 1.4 – Typický jednotlaký HRSG kotel (upraveno) [3]

Spalinový kotel bez mřížového hořáku (bez přitápění) je zpravidla navrhován s cirkulačním číslem 5. Nicméně kotel, který tento hořák má, může mít nižší cirkulační číslo (např. 3). Obr. 1.4 zobrazuje jednoduchý jednotlaký HRSG kotel s běžným uspořádáním přehříváku, výparníku a ekonomizéru. Oproti klasickým kotlům se zde nevyskytuje ohřívák vzduchu. Jako poslední teplosměnná plocha je mnohdy nainstalován síťový ohřívák vody, který ohřívá vodu před vstupem do ekonomizéru a tím lépe vychlazuje spaliny. Vzhledem k tomu, že jednotlakové kotle nejsou příliš účinné, je vhodné zvážit přidání sekundárních teplosměnných ploch (např. okruh odplyňovače, ohřívák kondenzátu nebo výměník tepla), aby se snížila výstupní teplota z komína a došlo k lepšímu vychlazení spalin (obr. 1.5) [3], [4], [5], [6].



Obr. 1.5 – Sekundární teplosměnné plochy pro zlepšení účinnosti HRSG kotle (upraveno) [5]
 a) základní HRSG kotel, b) smyčka odplyňovače, c) výměník tepla, d) ohřívák kondenzátu
 1 – turbína, 2 – odplyňovák, 3 – HRSG kotel, 4 – směšovací nádrž, 5 – čerpadlo,
 6 – okruh odplyňovače, 7 – kondenzátor, 8 – výměník tepla, 9 – ohřívák kondenzátu

na NT díl parní turbíny a vyrábí elektřinu. Taktéž napájecí voda z výtlaku VT napájecího čerpadla prochází v tomto pořadí VT ekonomizérem, parním bubnem, výparníkem a přehřívákem. Tato přehřátá pára vstupuje do VT dílu stejné parní turbíny a tím zvyšuje výrobu elektřiny [3].

Pinch point a nedohřev stanovují teplotní profily spalínového kotle a mají významný vliv na celkovou velikost jednotky. Zatímco malý pinch point a nedohřev přehříváku vedou k větším teplosměnným plochám, vyšším investičním nákladům, většímu poklesu tlaku spalín a maximalizaci výroby páry, nedohřev ekonomizéru je obvykle pevně dán, aby se zabránilo varu v místě návrhu. Pinch point a nedohřevy jsou voleny v režimu bez přitápění při návrhovém proudu spalín a vstupní teplotě spalín. Jakmile jsou zvoleny, povrchy výparníku, přehříváku a ekonomizéru jsou nepřímo pevně dány nebo považovány za zvolené. Pinch point a nedohřevy se pak budou měnit s jinými parametry spalín a páry [3], [5].

Pinch point je definován jako minimální teplotní rozdíl mezi spalínami a vodou, tedy rozdíl teplot mezi spalínami opouštějícími výparník a teplotou nasycení kapaliny proudící ve výparníku. Pinch point omezuje množství tepla, které může být znovu využito ve většině návrhů HRSG kotlů. U spalínového kotle využívaného v rafinériích nebo podnicích chemického průmyslu je obvykle uvažován pinch point 28 °C. V paroplynové nebo kogenerační elektrárně se obvykle uvažuje pinch point 5–11 °C. S rostoucím pinch pointem se snižuje účinnost kotle [3], [4].

Nedohřev ekonomizéru je rozdíl mezi teplotou vody opouštějící ekonomizér a teplotou nasycení vody. Významně ovlivňuje návrh a měl by být moudře zvažován. Tento nedohřev poskytuje dostatečnou bezpečnost při výkyvech výkonu. Příliš nízký nedohřev může vést k varu v ekonomizéru, což může v určitých provozních podmínkách narušit chod zařízení. Nicméně pokud v ekonomizéru probíhá var, nemusí to nutně znamenat problém [3].

Během vlastní návrhové fáze může být vliv varu v ekonomizéru jednoduše předejit pomocí vhodných kroků a faktorů. Většina návrhů je však konzervativní a tomuto jevu se vyhýbá. Obvykle je průměrný nedohřev ekonomizéru v návrhové fázi 11 °C, což by mělo zajistit hladký a bezporuchový provoz. Nicméně v chodu je mnoho jednotek, které mají nedohřev ekonomizéru téměř nulový [3].

Čím vyšší je nedohřev přehříváku, tím je pro stejný přenos tepla potřeba menší teplosměnná plocha. Výsledkem je protiproudé uspořádání výměníků, které zajišťuje vyšší nedohřev. Pro menší nedohřev se obvykle využívá výměník s křížovým proudem (trubky jsou kolmé na směr toku spalín). Absolutní hodnota nedohřevu přehříváku ale nemá moc velký vliv na celkový návrh HRSG kotle [3], [4].

Následující rozsahy teplot poskytují ekonomicky a technicky uspokojivý návrh spalínového kotle, ačkoli v konkrétním návrhu se mohou uvažovat i jiné hodnoty v závislosti na ekonomických požadavcích [3]:

- pinch point 5–28 °C,
- nedohřev ekonomizéru 6–17 °C,
- nedohřev přehříváku 22–33 °C.

Minimální výstupní teplota spalín z komína musí být regulována, aby nedošlo ke korozi způsobené kondenzací kyselin. Pokud výstupní teplota dosáhne nebo klesne pod rosný bod spalín, dojde k vytvoření kapalného filmu na studeném konci a může dojít ke korozi a zanášení. Tyto nepříznivé podmínky by se ještě zhoršily, pokud by se v plynových turbínách spalovala paliva s obsahem síry [3].

Dalším důležitým parametrem je rychlost spalín. S rostoucí rychlostí se zvětšuje intenzita přestupu tepla a zmenšují se rozměry (a tím i cena) kotle, zároveň ale klesá výkon a účinnost

spalovací turbíny. Kromě toho má na velikost teplosměnných ploch vliv i velikost koncového teplotního spádu, většinou se jako minimum uvažuje 20–35 °C [6].

Účinnost spalínového kotle závisí také na teplotě okolí, především při provozu bez přitápění. Při zachování ostatních parametrů a se změnou nasátého množství vzduchu do plynového oběhu se mění i parní výkon kotle [6].

1.5 Specifikace kotlů

Pro návrh HRSG kotle musí projektant vzít také v úvahu informace, které jsou uvedeny v následujících bodech [5]:

- Je nezbytné znát zdroj spalin, tím je mimo jiné dána jejich čistota. U čistého plynu se používají žebrované trubky, zatímco u špinavého plynu se sklonem k zanášení musí být instalovány hladké trubky s možností čištění ploch.
- Spaliny proudí z výstupu plynové turbíny přes teplosměnné plochy spalínovým kanálem, proudění tímto kanálem musí být co nejrovnoměrnější.
- Rovněž analýza složení spalin je důležitá. Přítomnost vodní páry nebo vodíku ve spalinách zvyšuje součinitel přestupu tepla a také má vliv na měrné teplo a teplotu spalin. Výskyt korozivních plynů (např. HCl, SO₃ a Cl) naznačuje možnost koroze. Měl by být uveden i tlak spalin, protože ovlivňuje konstrukci skříně a náklady.
- Dále by měly být zohledněny vstupní parametry ve vztahu k ekonomice projektu (náklady na palivo, cena silové elektřiny atd.).
- Je žádoucí vzít v úvahu návrhové podmínky (např. tlak, teplotu a vlhkost vzduchu, znečištění ovzduší, seismicitu, tlak na výstupu z turbíny, ...) a zvážit jejich dopad na konstrukci kotle.
- Měly by být známy informace o kvalitě napájecí vody a vnitřních kondenzátů.
- Je nutné uvést potřebnou čistotu syté a přehřáté páry a rovněž požadované změny výkonu kotle. Z těchto parametrů se potom vychází při návrhu kotlového tělesa (bubnu).
- Podstatné jsou i údaje o navazujících zařízeních (rozvodech páry, zemního plynu, oleje, kondenzátu apod.), nejlépe ve formě P&ID diagramu.
- V neposlední řadě je nutné zmínit, v jakém provozním režimu bude kotel pracovat. Může se jednat o blok pro trvalý provoz nebo o špičkový blok (např. léto × zima, ranní špičky, výkonová záloha).

2 ANALÝZA STÁVAJÍCÍHO PROVOZU

Obsahem této práce bylo navrhnout nový zdroj tepla pro Teplárnu Olomouc (TOL), která je provozována společností Veolia Energie ČR, a. s. Teplárna zásobuje teplem byty, objekty občanské vybavenosti a průmysl [10].

Grafy uvedené v kapitole 2.3 i samotný výpočet vycházejí z dat z roku 2017 poskytnutých Teplárnou Olomouc, další údaje pro návrh kotle vyplynuly z konzultací.

2.1 Popis zdroje

Výroba tepla v TOL je postavena na palivovém mixu složeném z hnědého uhlí, černého uhlí a ušlechtilých paliv. Z důvodu růstu ceny emisních povolenek CO₂ a s ohledem na globální oteplování se však bude tento palivový mix v mnohem větší míře přesouvat k nízkouhlíkovým technologiím.

V teplárně je instalován fluidní kotel K5, spalující hnědé uhlí, s parametry páry 135 bar, 535 °C a výkonem 188,5 t/h. Vyrobena pára pohání parní turbínu TG3 s potlačenou kondenzací (41 MW_e). V zimním a přechodovém období je provozován práškový granulační kotel K3, spalující černé uhlí. Pára má parametry 60 bar, 485 °C a výkon kotle je 100 t/h. Produkovaná pára pohání parní protitlakou turbínou TG4 (8 MW_e).

Teplota a elektrická energie jsou vyráběny kombinovaným způsobem. K jednotlivým zákazníkům je teplo dodáváno prostřednictvím parní a horkovodní soustavy CZT. V západní části města se nachází horkovodní síť o délce cca 60 km. V letním období zásobuje zákazníky horkou vodou o teplotě 80 °C, v zimním a přechodovém období je provozována v pásmu 85–115 °C. Teplota vratné vody se pohybuje v intervalu 55–65 °C. Parní síť CZT se nachází ve východní části města a dodávka tepla je realizována parou o tlaku 8–9 bar a teplotě 220 °C.

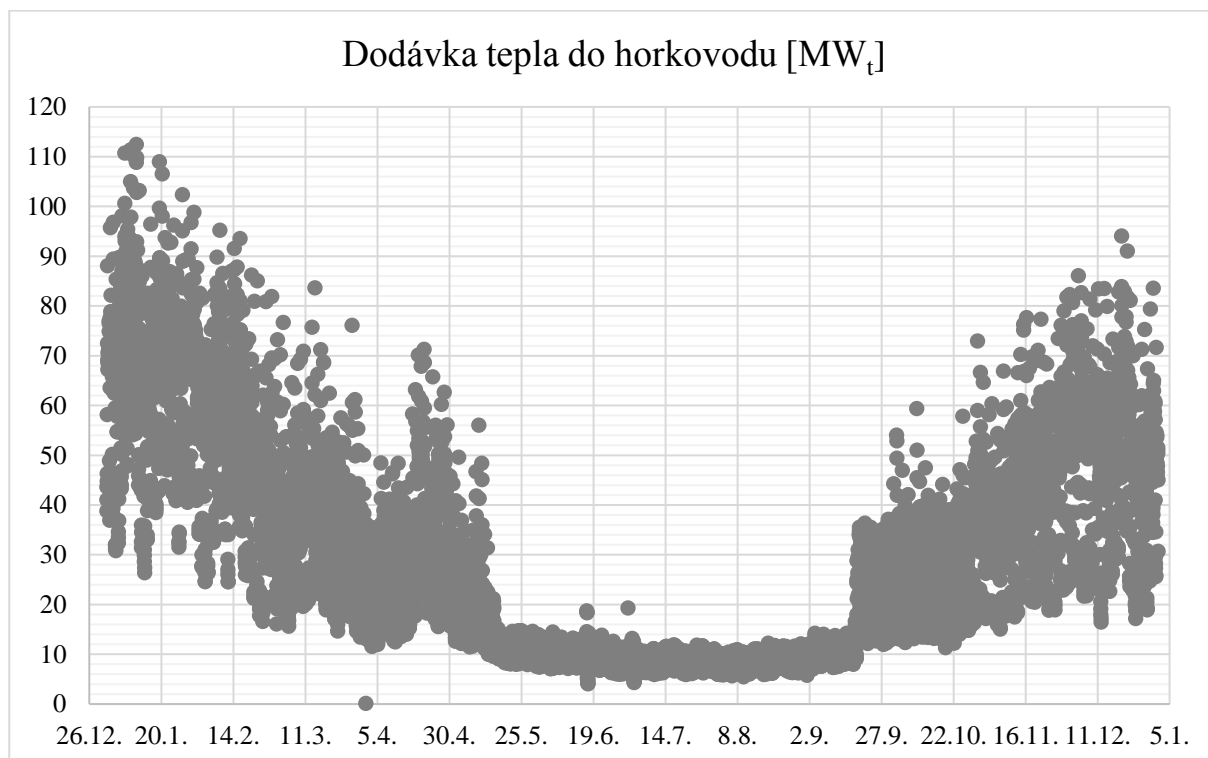
2.2 Omezení

Při návrhu nového zdroje existují určité limity.

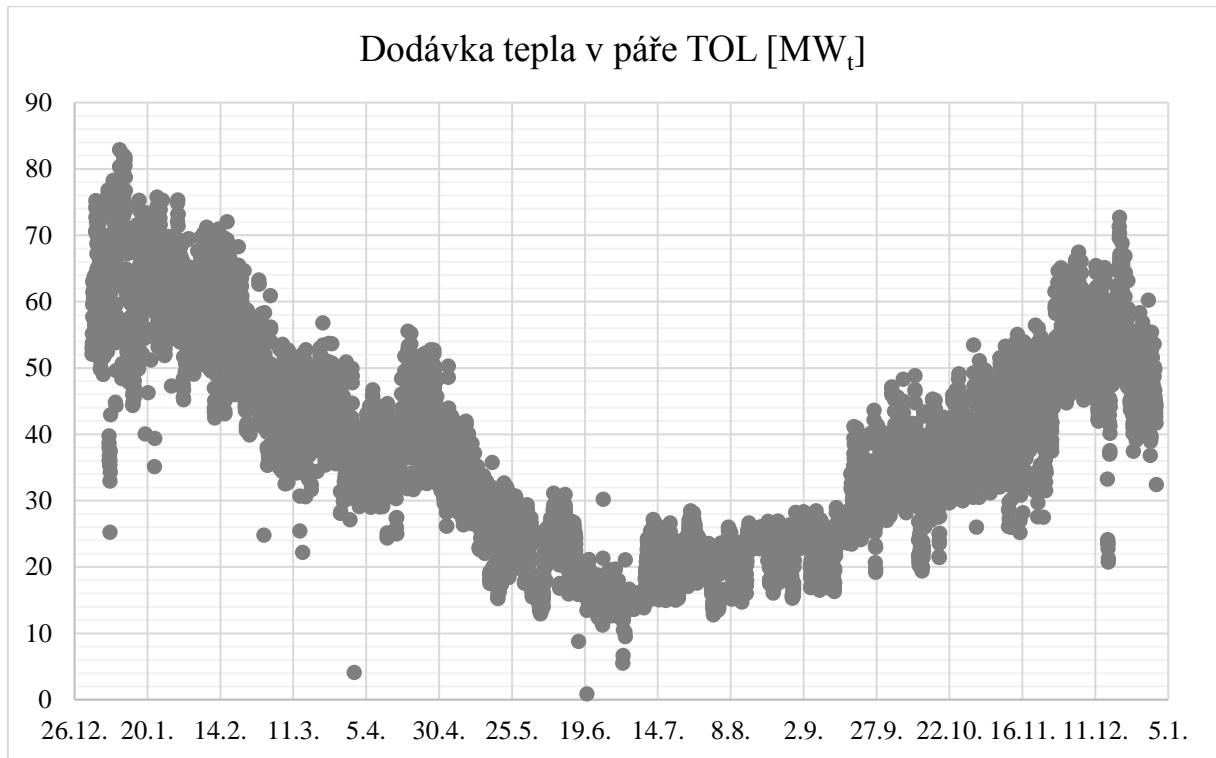
- Omezení z hlediska vyvedeného elektrického výkonu:
 - 41 MW_e do rozvodny 110 kV v Hodolanech,
 - 8 MW_e na úrovni vedení 22 kV.
- Limity z hlediska disponibility zemního plynu:
 - středotlaká plynová přípojka 4 bar s maximální hlností 100 MW_t,
 - středotlaká plynová přípojka 0,8 bar s maximální hlností 50 MW_t.
- Využitelnost stávající technologie:
 - teplota napájecí vody je stanovena hodnotou 105 °C.

2.3 Analýza dat

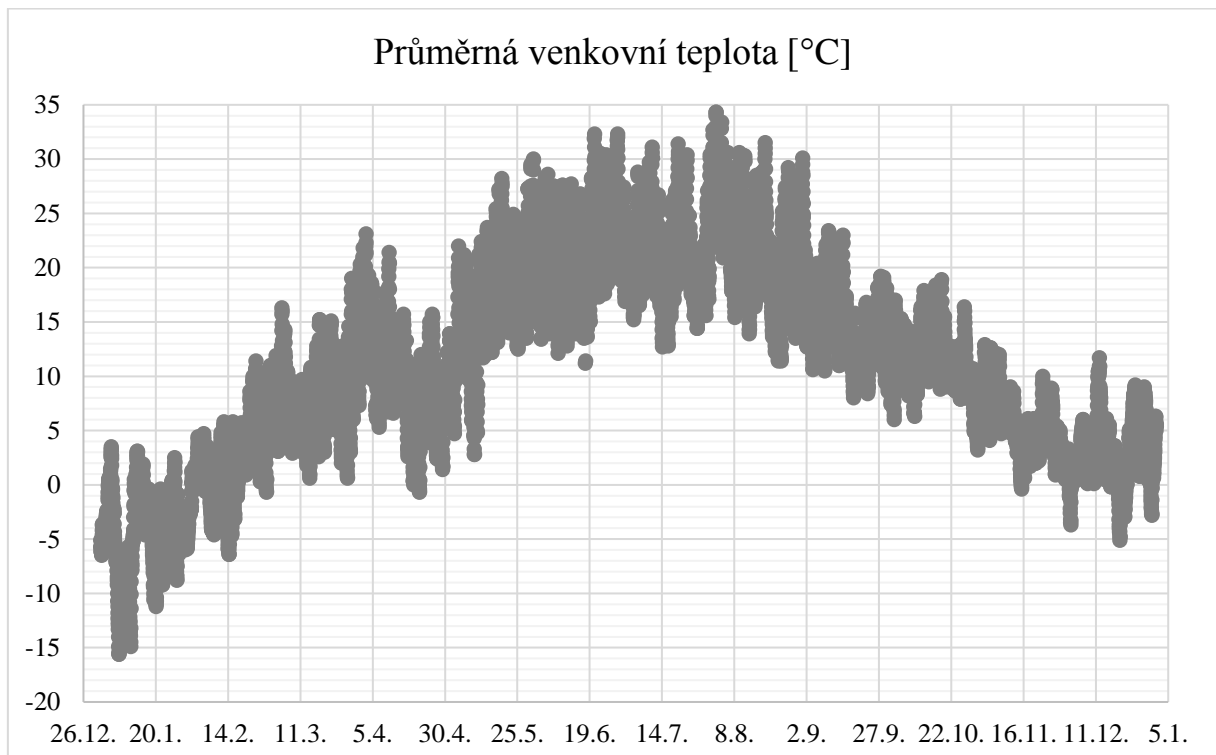
Na obr. 2.1 je znázorněn průběh dodávky tepla do horkovodu v průběhu roku. V zimním období může být spotřeba tepla v horké vodě až téměř 120 MW_t. Na obr. 2.2 je zobrazena dodávka tepla v páře TOL. Nejvyšší spotřeba tepla v páře je registrována ve stejné části roku jako nejvyšší dodávka tepla v horké vodě, v lednu může být dodáváno do horkovodu až 85 MW_t. Obr. 2.3 ukazuje průměrnou venkovní teplotu měřenou v areálu teplárny. Z obr. 2.4 je patrné, kolik hodin v roce je potřeba určitý tepelný výkon v páře nebo v horké vodě. Tato závislost se nazývá roční diagram trvání potřeb tepla. Teplota dodávané HV do horkovodu 1 a 2 se během roku mění (obr. 2.5), v topné sezóně se pohybuje přibližně v rozmezí 85–115 °C, v létě potom stačí nižší teplota. Teplota vratu z horkovodu 2 se celoročně pohybuje zhruba mezi 55–70 °C, z horkovodu 1 se do teplárny vrací chladnější voda o teplotě 45–60 °C, jak je vidět na obr. 2.6.



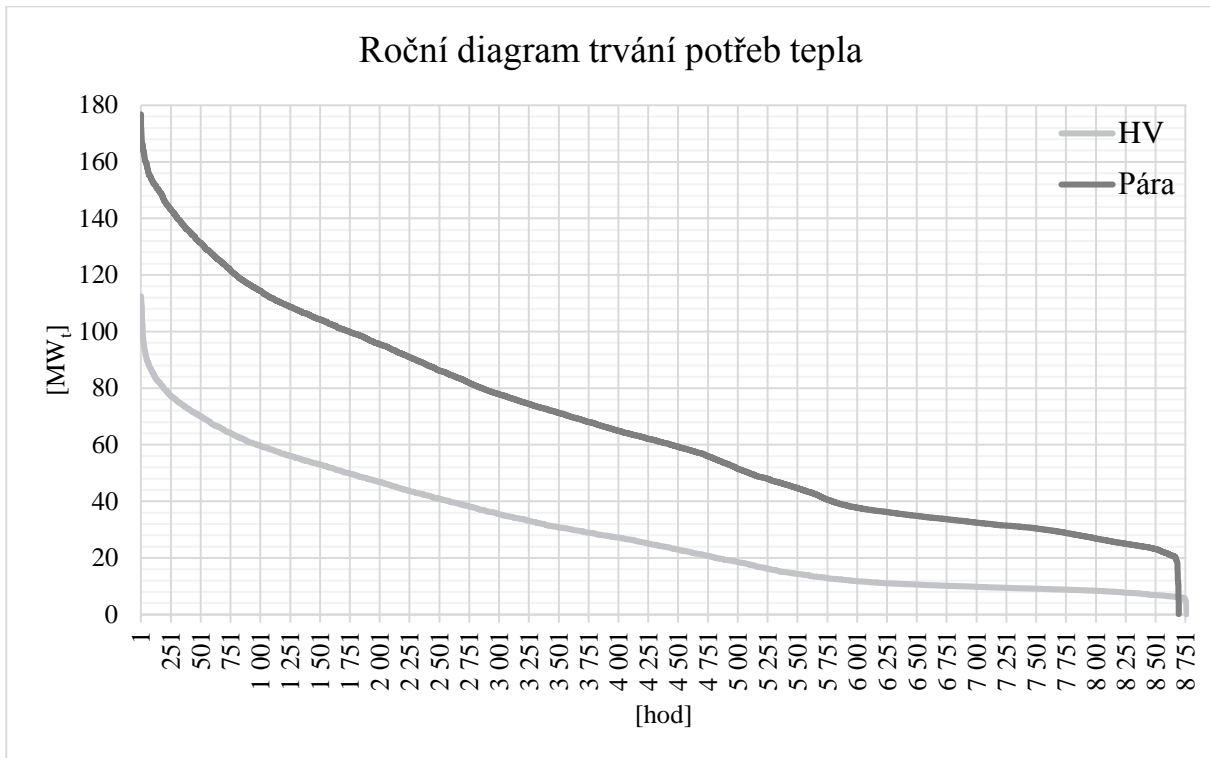
Obr. 2.1 – Dodávka tepla do horkovodu



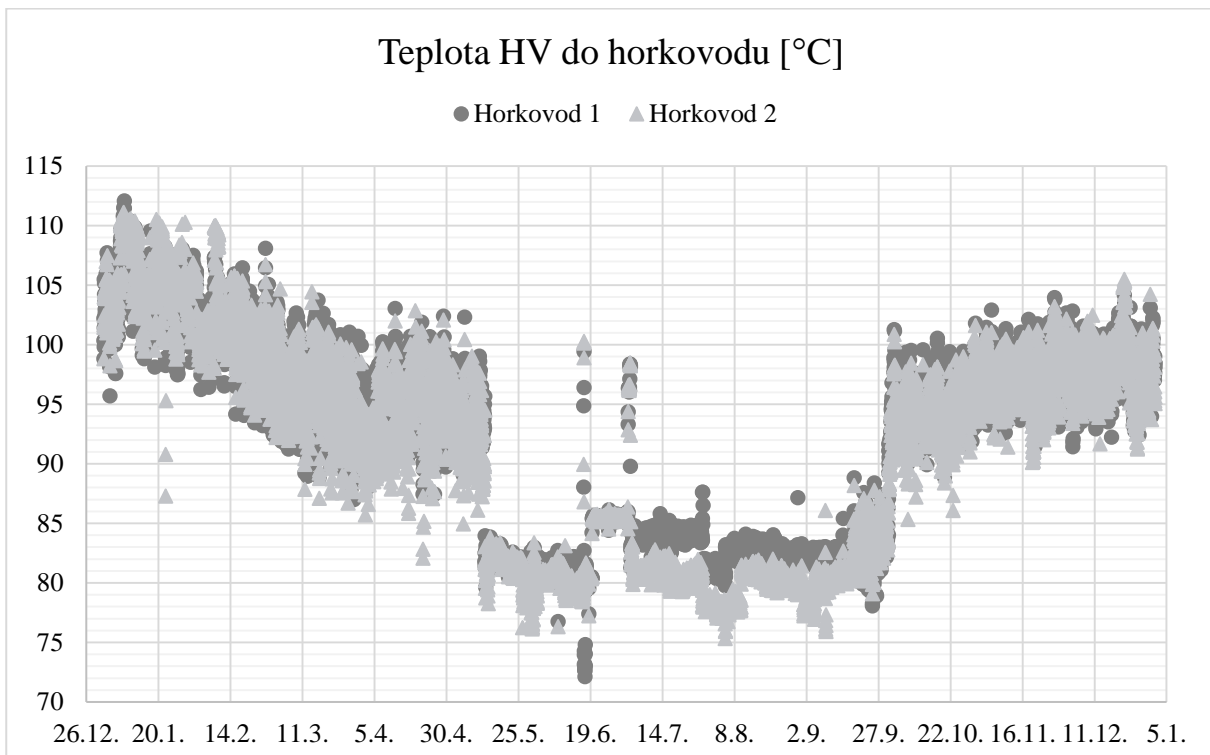
Obr. 2.2 – Dodávka tepla v páře TOL



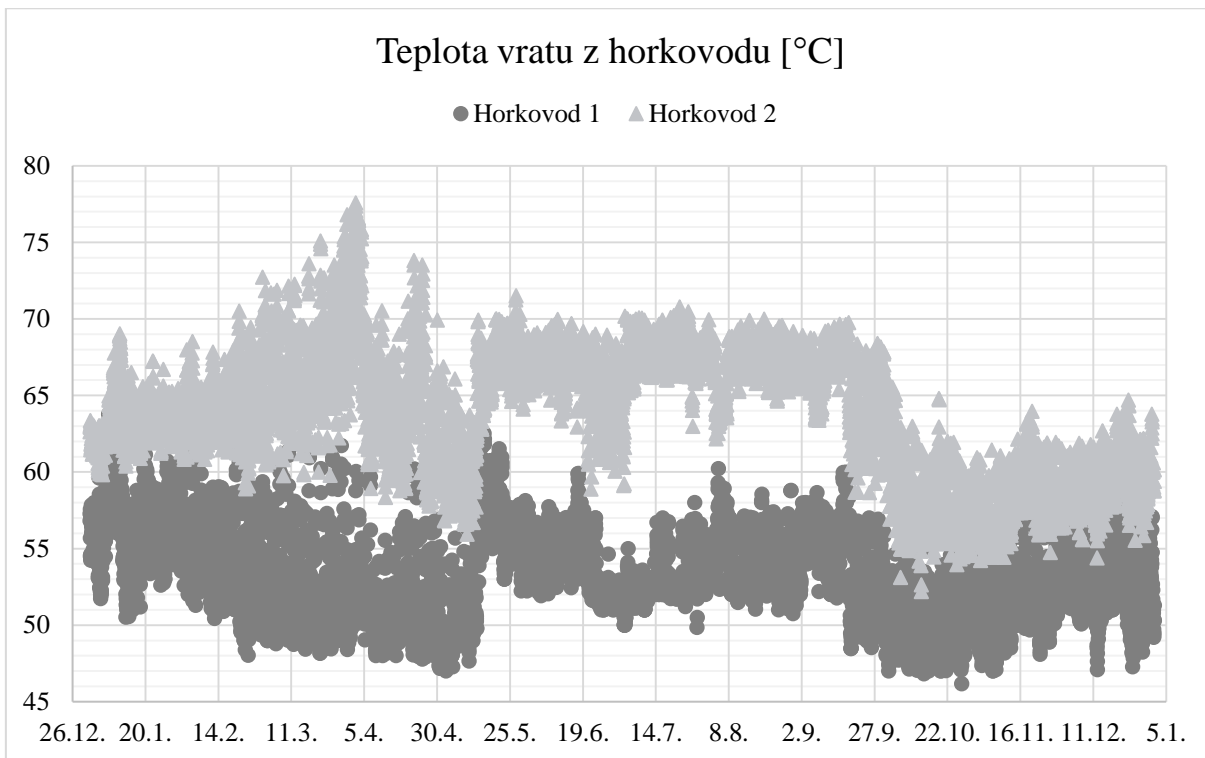
Obr. 2.3 – Průměrná venkovní teplota



Obr. 2.4 – Roční diagram trvání potřeb tepla

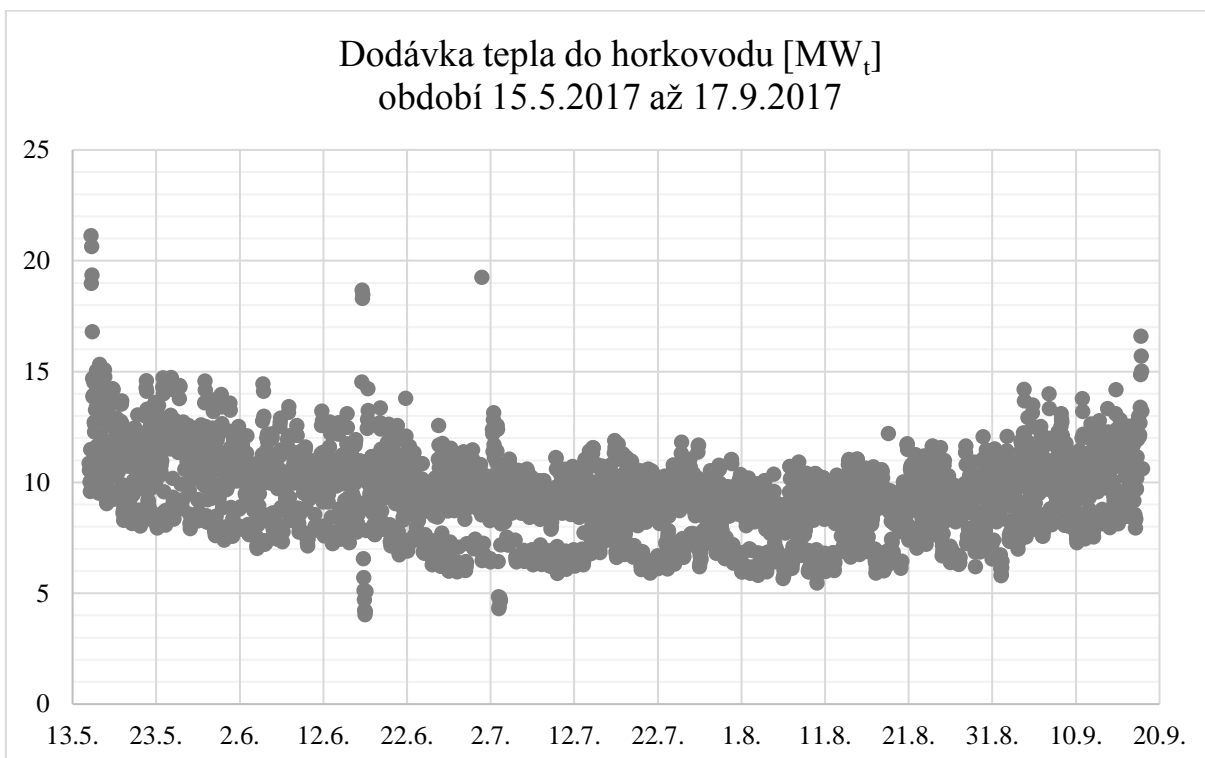


Obr. 2.5 – Teplota HV do horkovodu

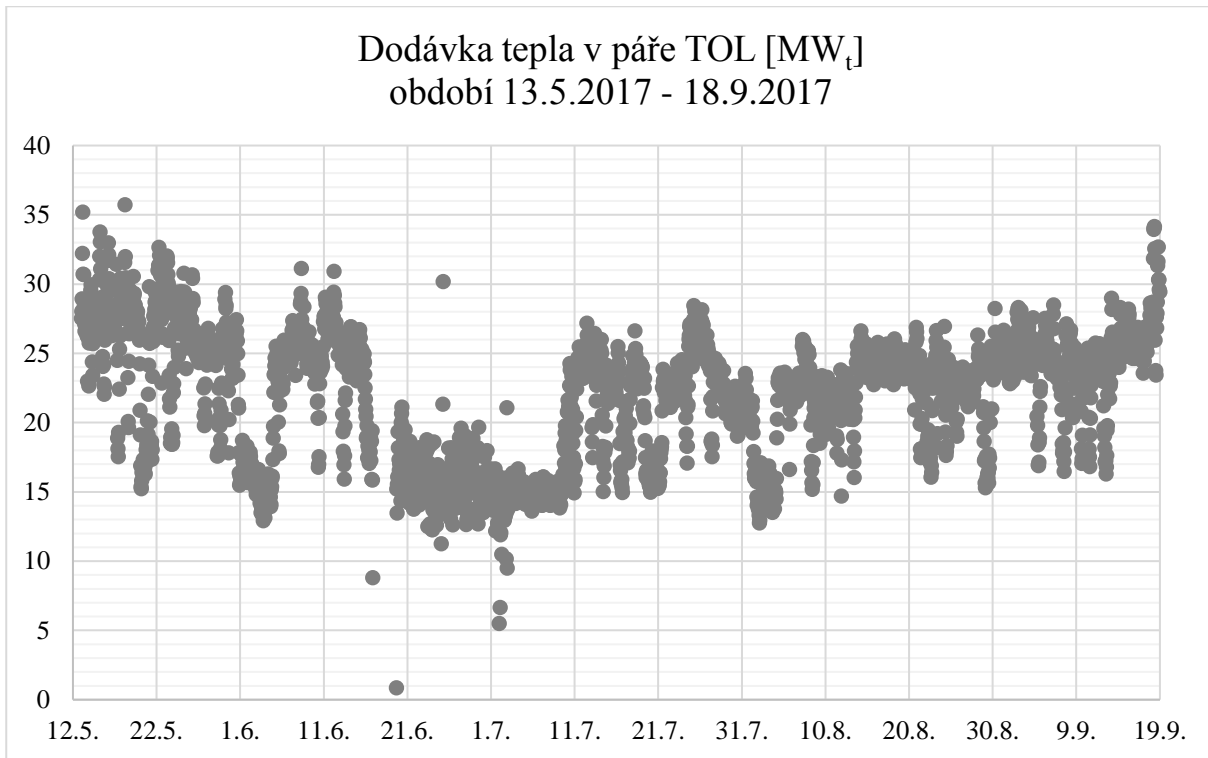


Obr. 2.6 – Teplota vratu z horkovodu

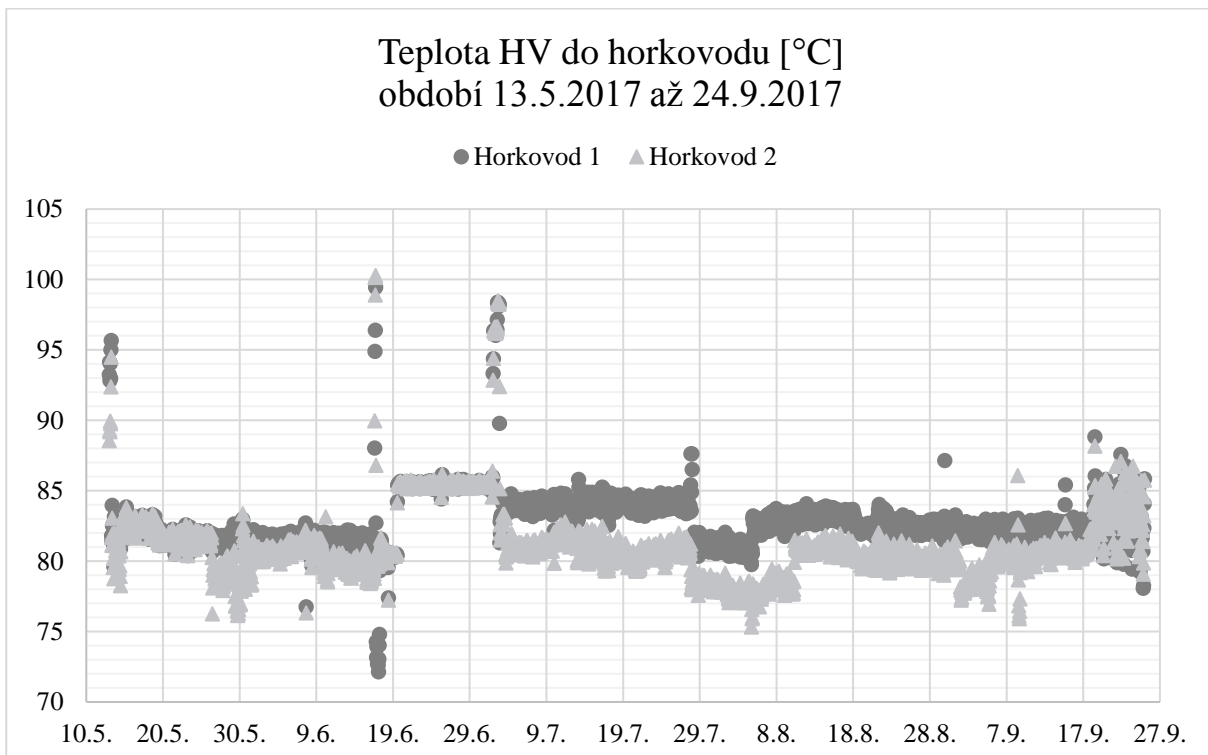
Z analýzy poskytnutých dat vyplynulo, že pro letní období (mimo topnou sezónu) je potřeba dodávat do horkovodu 5–15 MW_t (obr. 2.7) a do parní sítě 12–30 MW_t (obr. 2.8). Požadovaná teplota horké vody v horkovodu je asi 85 °C (obr. 2.9).



Obr. 2.7 – Dodávka tepla do horkovodu (léto)



Obr. 2.8 – Dodávka tepla v páře TOL (léto)



Obr. 2.9 – Teplota HV do horkovodu (léto)

3 NÁVRH KONCEPČNÍHO ŘEŠENÍ

Novým zdrojem tepla má být paroplynový cyklus s HRSG kotlem za spalovací turbínou. V turbíně i v mřížovém hořáku se bude spalovat zemní plyn. Pro přitápění před spalínovým kotlem by měl být dodáván co nejnižší příkon v plynu. Množství vyrobené páry o teplotě 485 °C má být přibližně do 70 t/h a před vstupem do parní turbíny má pára mít tlak 60 bar.

3.1 Bilanční schémata

Ve spolupráci s vedoucím diplomové práce byla v programu EBSILON vytvořena dvě schémata paroplynových cyklů, která respektují grafy v kapitole 2.3. Při návrhu se vycházelo z toho, že nový teplárenský zdroj bude pracovat v letním provozu.

3.1.1 Varianta A

První navrhovaný paroplynový cyklus pracuje s plynovou turbínou Solar Titan 130 (příloha I.a, [11]) a s jednotlákým spalínovým kotlem. Tepelný příkon v plynu je asi 42,1 MW_t a spalovací turbína vyrobí cca 15 MW_e. Při maximálním tepelném výkonu do sítě (příloha II.a) je pro přitápění požadován tepelný příkon 37,5 MW_t, kotel na odpadní teplo potom produkuje 51,4 t/h páry o teplotě 487 °C a tlaku 62,5 bar. Elektrický výkon protitlaké parní turbíny je 5,7 MW_e. Vlastní spotřeba bloku činí cca 1,2 MW_e. Tepelný výkon přibližně 48 t/h páry o teplotě 266 °C a tlaku 9 bar je asi 29,9 MW_t. Ohřívák topné vody (OTV) dodává do horkovodní sítě 478,8 t/h topné vody při spádu 85 °C/60 °C, což je tepelný výkon cca 14 MW_t. Elektrická účinnost cyklu je potom 24,5 %, tepelná činí 55,2 % a celková účinnost PPC je 79,6 %.

Tab. 3.1 – Varianta A

	Tepelný výkon do sítě	Maximální	Minimální
	Typ spalovací turbíny	Solar Titan 130	
Tepelný příkon v plynu [MW_t]	Spalovací turbína	42,1	
	Přítápění před kotlem	37,5	2,5
	Celkem	79,6	44,6
Elektrický výkon [MW_e]	Spalovací turbína	15,0	
	Parní turbína	5,7	2,5
	Celkem	20,7	17,5
	Vlastní spotřeba	1,2	0,4
	Čistý výkon	19,5	17,1
Tepelný výkon [MW_t]	Parní síť	29,9	13,4
	Horkovodní síť	14,0	5,8
	Celkem	43,9	19,2
Účinnost [%]	Elektrická	24,5	38,3
	Tepelná	55,2	43,0
	Celková	79,6	81,4

Pokud se příkon v plynu na mřížovém hořáku sníží na asi 2,5 MW_t (minimální tepelný výkon do sítě – příloha II.b), spalínový kotel pak vyrobí jenom 22,9 t/h páry o teplotě 485 °C a tlaku 62,5 bar. Protitlaká parní turbína dodá do sítě přibližně 2,5 MW_e. Vlastní spotřeba tepelná potom bude cca 0,4 MW_e. Parní síť bude zásobována tepelným výkonem pouze asi 13,4 MW_t, průtok páry o tlaku 9 bar a teplotě 265 °C se zmenší na 21,6 t/h. Množství ohřáté topné vody z 60 °C na 85 °C bude necelých 200 t/h s tepelným výkonem do sítě přibližně 5,8 MW_t. Elektrická účinnost PPC vzroste na 38,3 %, ale účinnost tepelná se sníží na hodnotu 43,0 %. Celková účinnost návrhu se potom zvýší na 81,4 %. V tab. 3.1 jsou shrnuty parametry paroplynového cyklu s plynovou turbínou Solar Titan 130 pro obě varianty tepelného výkonu do sítě.

3.1.2 Varianta B

Druhé schéma obsahuje spalovací turbínu Siemens SGT-600 (příloha I.b, [12]) a opět jednotlakový kotel na odpadní teplo. Potřebný příkon plynové turbíny v plynu je přibližně 73,6 MW_t a do sítě je dodáván elektrický výkon asi 24,7 MW_e. Při maximálním tepelném výkonu do sítě (příloha II.c) je na mřížovém hořáku potřeba 18,5 MW_t příkonu v plynu. Spalínový kotel produkuje 52,4 t/h páry o teplotě 486 °C a tlaku 62,5 bar. Po expanzi na protitlaké parní turbíně, která vyrobí asi 5,8 MW_e, je k dispozici přibližně 49 t/h páry o tlaku 9 bar a teplotě 266 °C, což představuje tepelný výkon na úrovni cca 30,4 MW_t. Poslední teplosměnnou plochou ve směru toku spalín je OTV, který dodává do sítě horkou vodu s tepelným výkonem přibližně 14,2 MW_t při spádu 85 °C/60 °C a průtoku 486 t/h. Vlastní spotřeba celého cyklu je asi 1,2 MW_e, elektrická účinnost 31,8 %, tepelná účinnost cyklu činí 48,4 % a celková účinnost 80,2 %.

Tab. 3.2 – Varianta B

	Tepelný výkon do sítě	Maximální	Minimální
	Typ spalovací turbíny	Siemens SGT-600	
Tepelný příkon v plynu [MW _t]	Spalovací turbína	73,6	
	Přítápění před kotlem	18,5	0,0
	Celkem	92,1	73,6
Elektrický výkon [MW _e]	Spalovací turbína	24,7	
	Parní turbína	5,8	4,2
	Celkem	30,5	28,9
	Vlastní spotřeba	1,2	0,5
	Čistý výkon	29,3	28,4
Tepelný výkon [MW _t]	Parní síť	30,4	21,6
	Horkovodní síť	14,2	8,9
	Celkem	44,6	30,5
Účinnost [%]	Elektrická	31,8	38,6
	Tepelná	48,4	41,4
	Celková	80,2	80,0

Bude-li u tohoto návrhu přitápění před HRSG kotlem nulové a tím pádem minimální tepelný výkon do sítě (příloha II.d), potom se v kotli vyrobí 37,7 t/h páry o teplotě 493 °C a tlaku 62,5 bar. Protitlaká parní turbína dodá do sítě elektrický výkon asi 4,2 MW_e a odcházející pára o průtoku 34,6 t/h, teplotě 271 °C a tlaku 9 bar bude zásobovat parní síť tepelným výkonem 21,6 MW_t. V OTV se bude ohřívat 306 t/h topné vody z teploty 60 °C na teplotu 85 °C, čímž se vytvoří tepelný výkon přibližně 8,9 MW_t. Vlastní spotřeba cyklu je pouze 0,5 MW_e. Elektrická účinnost se zvýší na hodnotu 38,6 %, naopak tepelná účinnost klesne na 41,4 %. Celková účinnost cyklu je téměř totožná jako při maximálním tepelném výkonu do sítě, dosahuje hodnoty 80,0 %. Tab. 3.2 rekapituluje parametry návrhu se spalovací turbínou Siemens SGT-600 pro maximální i minimální tepelný výkon do sítě.

3.2 Výsledný návrh

Výsledný návrh odpovídá provozu nového zdroje tak, že během topné sezóny by PPC mohl pracovat společně s fluidním kotlem K5 a být využíván jako pološpičkový zdroj. V letním období (mimo hlavní topnou sezónu) by potom fungoval samostatně jako zdroj základní (včetně odplyňování napájecí vody). Při snížení dodávaných výkonů do soustavy CZT by klesal výkon mřížového hořáku.

Tab. 3.3 – Srovnání varianty A a varianty B

		Varianta A	Varianta B
Tepelný výkon do sítě		Maximální	Maximální
Typ spalovací turbíny		Solar Titan 130	Siemens SGT-600
Tepelný příkon v plynu [MW_t]	Spalovací turbína	42,1	73,6
	Přítápění před kotlem	37,5	18,5
	Celkem	79,6	92,1
Elektrický výkon [MW_e]	Spalovací turbína	15,0	24,7
	Parní turbína	5,7	5,8
	Celkem	20,7	30,5
	Vlastní spotřeba	1,2	1,2
Čistý výkon		19,5	29,3
Tepelný výkon [MW_t]	Parní síť	29,9	30,4
	Horkovodní síť	14,0	14,2
	Celkem	43,9	44,6
Účinnost [%]	Elektrická	24,5	31,8
	Tepelná	55,2	48,4
	Celková	79,6	80,2

Z tab. 3.3 je patrné, že varianta A asi nejvíce odpovídá požadavkům a omezením tepelárny, především ve výrobě elektřiny při společném provozu nového zdroje a fluidního kotle K5 (turbína TG3 za fluidním kotlem během topné sezóny dodává do sítě elektrický výkon přibližně 25 MW_e). Pro přitápění před HRSG kotlem je však potřeba poměrně velký příkon v plynu. Zato varianta B je efektivnější, celková účinnost cyklu je vyšší a příkon na mřížovém hořáku je nižší.

Po projednání dvou výše uvedených návrhů byla nakonec vybrána varianta B, která byla následně ještě lehce upravována (příloha II.e). Při příkonu v plynu 73,6 MW_t dodává spalovací turbína Siemens SGT-600 (příloha I.b, [12]) do sítě elektrický výkon 24,9 MW_e. Přítápění před spalínovým kotlem spotřebuje příkon v plynu 23,5 MW_t. Jednotlaký kotel na odpadní teplo vyrobí asi 57 t/h páry o teplotě 486,7 °C a tlaku 62,5 bar. Po expanzi na protitlaké parní turbíně, která zásobuje síť elektrickým výkonem 6,3 MW_e, je necelých 53 t/h páry o parametrech 220 °C a 9 bar dodáváno do parovodu, čímž je zajištěn tepelný výkon 31,4 MW_t. OTV při spádu 85 °C/60 °C dodává do horkovodní sítě prostřednictvím topné vody o průtoku 522 t/h tepelný výkon 15,2 MW_t. Vlastní spotřeba bloku je přibližně 1,2 MW_e, elektrická účinnost činí 30,9 % a tepelná účinnost je 48,0 %. Celková účinnost cyklu dosahuje hodnoty 78,9 %. V tab. 3.4 jsou shrnuty všechny důležité parametry nového teplárenského zdroje.

Tab. 3.4 – Výsledný návrh

	Typ spalovací turbíny	Siemens SGT-600
Tepelný příkon v plynu [MW _t]	Spalovací turbína	73,6
	Přítápění před kotlem	23,5
	Celkem	97,1
Elektrický výkon [MW _e]	Spalovací turbína	24,9
	Parní turbína	6,3
	Celkem	31,2
	Vlastní spotřeba	1,2
	Čistý výkon	30,0
Tepelný výkon [MW _t]	Parní síť	31,4
	Horkovodní síť	15,2
	Celkem	46,6
Účinnost [%]	Elektrická	30,9
	Tepelná	48,0
	Celková	78,9

Kondenzát vracející se do teplárny ze soustavy CZT bude doplněn na potřebné množství napájecí vody pro HRSG kotel a kondenzátním čerpadlem (KČ) pak bude hnán do napájecí nádrže (NN). V nádrži dojde k termickému odplynění, které bude realizováno redukovanou parou 9 bar z výstupu TG4.

Mezi kondenzátním čerpadlem (KČ) a napájecí nádrží (NN) ještě může být umístěn regenerační výměník, který bude využívat zbytkové teplo spalin za kotlem na odpadní teplo pro předehřev kondenzátu před NN. Tím dojde k lepšímu vychlazení spalin, zvýší se účinnost cyklu a také se zvýší tepelný výkon do sítě.

5 TEPELNÝ VÝPOČET HRSG KOTLE

Rozměry trubek jsou dány normou ČSN EN 10216-2 [14].

5.1 Zadané hodnoty

Spalinový kotel má vyrábět páru o parametrech 486,7 °C a 62,5 bar při teplotě napájecí vody 105,9 °C. Vstřík napájecí vody mezi přehřívákem 1 a přehřívákem 2 je uvažován pouze jako havarijní a odluh z bubnu výparníku činí 3 % z parního obsahu bubnu. Ohřívák topné vody produkuje horkou vodu o průtoku 145 kg/s a parametrech 85 °C a 3 bar za předpokladu, že do něj vstupuje voda o teplotě 60 °C. Pro výrobu páry v kotli slouží spaliny za mřížovým hořákem o průtoku 126,441 kg/s a teplotě 536,7 °C. Objemové složení spalin a další zadané údaje jsou shrnuty v tab. 5.1.

Tab. 5.1 – Zadané hodnoty pro výpočet kotle

PÁRA	$t_1 = 486,7 \text{ °C}$
	$p_1 = 62,50 \text{ bar}$
	$t_{NV} = t_7 = 105,9 \text{ °C}$
	$vst = 0 \%$
	$odl = 3 \%$
HORKÁ VODA	$\dot{M}_{TV} = 145,000 \text{ kg/s}$
	$t_8 = 85,0 \text{ °C}$
	$p_8 = 3,00 \text{ bar}$
	$t_9 = 60,0 \text{ °C}$
SPALINY	$\dot{M}_{SP} = 126,441 \text{ kg/s}$
	$t_A = 536,7 \text{ °C}$
- objemové složení spalin:	$x_{O_2} = 14,741 \%$
	$x_{N_2} = 75,315 \%$
	$x_{CO_2} = 2,755 \%$
	$x_{H_2O} = 6,287 \%$
	$x_{Ar} = 0,902 \%$

Dle literatury byly pro výpočet zvoleny tyto hodnoty:

$$\Delta p_{P2} = 0,05 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{P1} = 0,05 \text{ bar}$$

$$\Delta p_V = 0,00 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{EKO} = 2,00 \text{ bar}$$

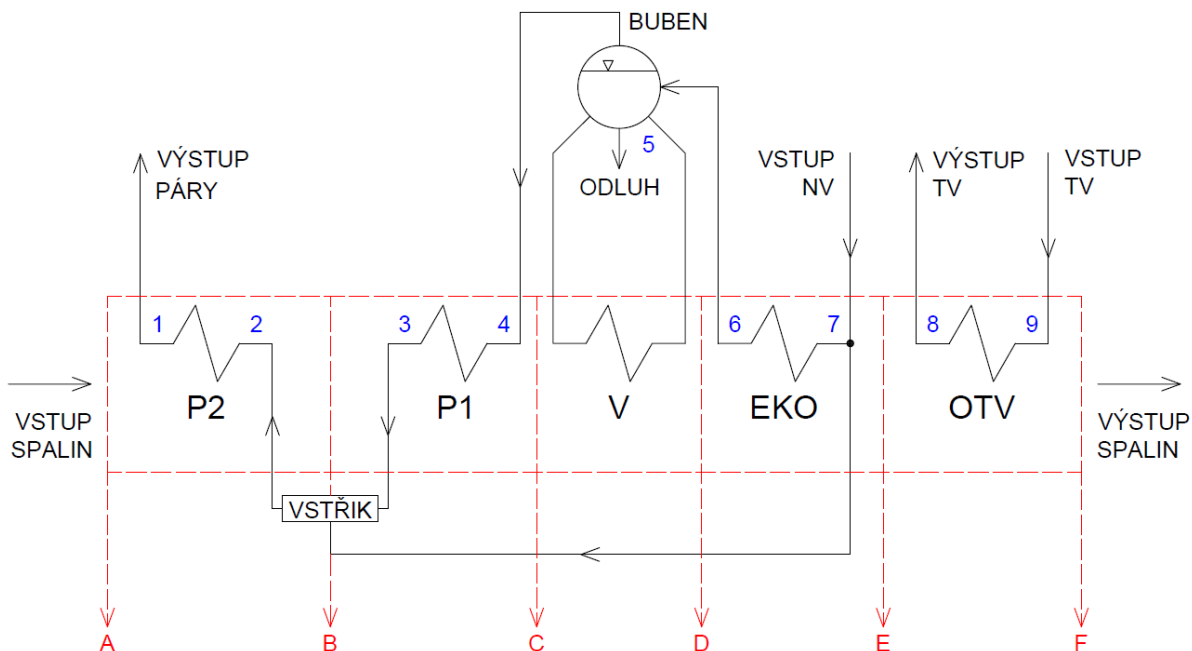
$$\Delta p_{OTV} = 2,00 \text{ bar}$$

$$\Delta i_{1-2} = 250,00 \text{ kJ/kg}$$

$$\Delta t_{5-6} = 10,0 \text{ °C (nedohřev ekonomizéru)}$$

$$\Delta t_{PP} = 10,0 \text{ °C (rozdíl teplot mezi body D a 5 = pinch point)}$$

Na obr. 5.1 je znázorněno řazení teplosměnných ploch v kotli, zároveň je zřejmé protiproudé zapojení výměníků tepla (největší možný teplotní spád). Kromě toho je ze schématu patrné rozmístění jednotlivých bodů vody a páry i spalín [15].



Obr. 5.1 – Schéma řazení teplosměnných ploch, umístění bodů

5.2 Parametry vody a páry

Při zjišťování vlastností vody a páry bylo využito programu X Steam.

Bod 1:

$$t_1 = 486,7 \text{ °C (zadáno)}$$

$$p_1 = 62,50 \text{ bar (zadáno)}$$

$$i_1 = f(t_1; p_1) = 3388,17 \text{ kJ/kg (pomocí programu X Steam)}$$

$$v_1 = f(t_1; p_1) = 0,053149 \text{ m}^3/\text{kg (pomocí programu X Steam)}$$

Bod 2:

$$p_2 = p_1 + \Delta p_{p2} = 62,50 + 0,05 = 62,55 \text{ bar}$$

$$i_2 = i_1 - \Delta i_{1-2} = 3388,17 - 250,00 = 3138,17 \text{ kJ/kg}$$

$$t_2 = f(p_2; i_2) = 386,6 \text{ °C (pomocí programu X Steam)}$$

$$v_2 = f(p_2; i_2) = 0,043999 \text{ m}^3/\text{kg (pomocí programu X Steam)}$$

Bod 3:

Z bilanční rovnice vstřiku a ze vztahu mezi hmotnostním průtokem páry a napájecí vody se spočítá entalpie v bodě 3.

$$\dot{M}_P \cdot \left(1 - \frac{vst}{100}\right) \cdot i_3 + \dot{M}_{NV} \cdot \frac{vst}{100} \cdot i_7 = \dot{M}_P \cdot i_2 \wedge \dot{M}_{NV} = \dot{M}_P \cdot \left(1 + \frac{odl}{100}\right)$$

$$\dot{M}_P \cdot \left(1 - \frac{vst}{100}\right) \cdot i_3 + \dot{M}_P \cdot \left(1 + \frac{odl}{100}\right) \cdot \frac{vst}{100} \cdot i_7 = \dot{M}_P \cdot i_2$$

$$\left(1 - \frac{vst}{100}\right) \cdot i_3 + \left(1 + \frac{odl}{100}\right) \cdot \frac{vst}{100} \cdot i_7 = i_2$$

$$i_3 = \frac{i_2 - \left(1 + \frac{odl}{100}\right) \cdot \frac{vst}{100} \cdot i_7}{\left(1 - \frac{vst}{100}\right)} = \frac{3138,17 - \left(1 + \frac{3}{100}\right) \cdot \frac{0}{100} \cdot i_7}{\left(1 - \frac{0}{100}\right)} = 3138,17 \text{ kJ/kg}$$

$$p_3 = p_2 = 62,55 \text{ bar}$$

$$t_3 = f(p_3; i_3) = 386,6 \text{ °C (pomocí programu X Steam)}$$

$$v_3 = f(p_3; i_3) = 0,043999 \text{ m}^3/\text{kg (pomocí programu X Steam)}$$

Bod 4:

$$p_4 = p_{SAT} = p_3 + \Delta p_{P1} = 62,55 + 0,05 = 62,60 \text{ bar}$$

$$x_4 = 1$$

$$i_4 = f(p_4; x_4) = 2781,65 \text{ kJ/kg (pomocí programu X Steam)}$$

$$t_4 = f(p_4; x_4) = 278,4 \text{ °C (pomocí programu X Steam)}$$

$$v_4 = f(p_4; x_4) = 0,030982 \text{ m}^3/\text{kg (pomocí programu X Steam)}$$

Bod 5:

$$p_5 = p_{SAT} = p_4 + \Delta p_V = 62,60 + 0,00 = 62,60 \text{ bar}$$

$$x_5 = 0$$

$$i_5 = f(p_5; x_5) = 1228,16 \text{ kJ/kg (pomocí programu X Steam)}$$

$$t_5 = f(p_5; x_5) = 278,4 \text{ °C (pomocí programu X Steam)}$$

$$v_5 = f(p_5; x_5) = 0,001328 \text{ m}^3/\text{kg (pomocí programu X Steam)}$$

Bod 6:

$$t_6 = t_5 - \Delta t_{5-6} = 278,4 - 10,0 = 268,4 \text{ °C}$$

$$p_6 = p_5 = 62,60 \text{ bar}$$

$$i_6 = f(t_6; p_6) = 1176,53 \text{ kJ/kg (pomocí programu X Steam)}$$

$$v_6 = f(t_6; p_6) = 0,001296 \text{ m}^3/\text{kg (pomocí programu X Steam)}$$

Bod 7:

$$t_7 = 105,9 \text{ °C (zadáno)}$$

$$p_7 = p_6 + \Delta p_{EKO} = 62,60 + 2,00 = 64,60 \text{ bar}$$

$$i_7 = f(t_7; p_7) = 448,49 \text{ kJ/kg (pomocí programu X Steam)}$$

$$v_7 = f(t_7; p_7) = 0,001045 \text{ m}^3/\text{kg (pomocí programu X Steam)}$$

Bod 8:

$$t_8 = 85,0 \text{ °C (zadáno)}$$

$$p_8 = 3,00 \text{ bar (zadáno)}$$

$$i_8 = f(t_8; p_8) = 356,14 \text{ kJ/kg (pomocí programu X Steam)}$$

$$v_8 = f(t_8; p_8) = 0,001032 \text{ m}^3/\text{kg (pomocí programu X Steam)}$$

Bod 9:

$$t_9 = 60,0 \text{ °C (zadáno)}$$

$$p_9 = p_8 + \Delta p_{OTV} = 3,00 + 2,00 = 5,00 \text{ bar}$$

$$i_9 = f(t_9; p_9) = 251,73 \text{ kJ/kg (pomocí programu X Steam)}$$

$$v_9 = f(t_9; p_9) = 0,001017 \text{ m}^3/\text{kg (pomocí programu X Steam)}$$

V tab. 5.2 jsou shrnuty všechny navrhované parametry ohřivaného média.

Tab. 5.2 – Parametry vody a páry

	$t \text{ [°C]}$	$p \text{ [bar]}$	$i \text{ [kJ/kg]}$	$v \text{ [m}^3/\text{kg]}$	$x \text{ [-]}$
1	486,7	62,50	3388,17	0,053149	–
2	386,6	62,55	3138,17	0,043999	–
3	386,6	62,55	3138,17	0,043999	–
4	278,4	62,60	2781,65	0,030982	1
5	278,4	62,60	1228,16	0,001328	0
6	268,4	62,60	1176,53	0,001296	–
7	105,9	64,60	448,49	0,001045	–
8	85,0	3,00	356,14	0,001032	–
9	60,0	5,00	251,73	0,001017	–

5.3 Vlastnosti spalin

Množství spalin je zadáno jako hmotnostní průtok v kg/s, pro další výpočty je nutné ho přepočítat pomocí hustoty spalin na objemový průtok v Nm³/s.

5.3.1 Hustota spalin

Tab. 5.3 – Hustota složek spalin při 0 °C a 1,01 bar [16]

	O₂	N₂	CO₂	H₂O	Ar
ρ [kg/Nm³]	1,4289	1,2505	1,9768	0,8040	1,7839

$$\rho_{SP} = \frac{x_{O_2}}{100} \cdot \rho_{O_2} + \frac{x_{N_2}}{100} \cdot \rho_{N_2} + \frac{x_{CO_2}}{100} \cdot \rho_{CO_2} + \frac{x_{H_2O}}{100} \cdot \rho_{H_2O} + \frac{x_{Ar}}{100} \cdot \rho_{Ar}$$

$$\rho_{SP} = \frac{14,741}{100} \cdot 1,4289 + \frac{75,315}{100} \cdot 1,2505 + \frac{2,755}{100} \cdot 1,9768 + \frac{6,287}{100} \cdot 0,8040 + \frac{0,902}{100} \cdot 1,7839$$

$$\rho_{SP} = 1,2735 \text{ kg/Nm}^3$$

5.3.2 Objemový průtok spalin

$$\dot{V}_{SP} = \frac{\dot{M}_{SP}}{\rho_{SP}} = \frac{126,441}{1,2735} = 99,28 \text{ Nm}^3/\text{s}$$

5.3.3 Entalpie spalin

Tab. 5.4 – Entalpie složek spalin při 0 °C a 1,01 bar [15], [16]

t [°C]	O₂	N₂	CO₂	H₂O	Ar	I_{SP} [kJ/Nm³]
0	0	0	0	0	0	0,000
100	132	130	170	150	93	132,320
200	267	260	357	304	186	265,803
300	407	392	559	463	278	402,247
400	551	527	772	626	372	542,114
500	699	666	994	795	465	686,198
600	850	804	1 225	969	557	830,525

Vzorový výpočet pro 100 °C:

$$I_{SP}^{100} = \frac{x_{O_2}}{100} \cdot I_{O_2}^{100} + \frac{x_{N_2}}{100} \cdot I_{N_2}^{100} + \frac{x_{CO_2}}{100} \cdot I_{CO_2}^{100} + \frac{x_{H_2O}}{100} \cdot I_{H_2O}^{100} + \frac{x_{Ar}}{100} \cdot I_{Ar}^{100}$$

$$I_{SP}^{100} = \frac{14,741}{100} \cdot 132 + \frac{75,315}{100} \cdot 130 + \frac{2,755}{100} \cdot 170 + \frac{6,287}{100} \cdot 150 + \frac{0,902}{100} \cdot 93$$

$$I_{SP}^{100} = 132,320 \text{ kJ/Nm}^3$$

Pro ostatní teploty z tab. 5.4 se při výpočtu postupuje analogicky, získané hodnoty entalpie spalin jsou uvedeny v pravém sloupci téže tabulky. Pro jiné teploty se entalpie určí prostřednictvím lineární interpolace.

Bod A:

$$t_A = 536,7 \text{ °C (zadáno)}$$

$$I_{SP}^A = \frac{I_{SP}^{600} - I_{SP}^{500}}{600 - 500} \cdot (t_A - 500) + I_{SP}^{500}$$

$$I_{SP}^A = \frac{830,525 - 686,198}{600 - 500} \cdot (536,7 - 500) + 686,198 = 739,166 \text{ kJ/Nm}^3$$

Bod D:

$$t_D = t_5 + \Delta t_{PP} = 278,4 + 10,0 = 288,4 \text{ °C}$$

$$I_{SP}^D = \frac{I_{SP}^{300} - I_{SP}^{200}}{300 - 200} \cdot (t_D - 200) + I_{SP}^{200}$$

$$I_{SP}^D = \frac{402,247 - 265,803}{300 - 200} \cdot (288,4 - 200) + 265,803 = 386,377 \text{ kJ/Nm}^3$$

5.4 Tepelné ztráty

Pro určení tepelných ztrát kotle se využívá norma ČSN EN 12952-15 [17].

Maximální využitelný tepelný výkon:

$$\dot{Q}_N = I_{SP}^A \cdot \dot{V}_{SP} = 739,166 \cdot 99,28 = 73386,3 \text{ kW} = 73,386 \text{ MW}$$

Tepelné ztráty sáláním a konvekcí:

$C = 0,0113$ (konstanta pro kotle na kapalná paliva a na zemní plyn)

$$\dot{Q}_{RC} = C \cdot \dot{Q}_N^{0,7} = 0,0113 \cdot 73,386^{0,7} = 0,229 \text{ MW}$$

Poměrná ztráta sáláním a konvekcí:

$$z_S = \frac{\dot{Q}_{RC}}{\dot{Q}_N} = \frac{0,229}{73,386} = 0,311 \%$$

5.5 Parní výkon kotle a předané tepelné toky

Klíčovým parametrem pro další výpočet je hmotnostní průtok páry, z něj se pak počítají především tepelné toky předané v jednotlivých teplosměnných plochách a dále také např. skutečné rychlosti páry.

Tepelný tok odevzdaný spaliny mezi body A a D:

$$\dot{Q}_{A-D} = (I_{SP}^A - I_{SP}^D) \cdot \dot{V}_{SP} = (739,166 - 386,377) \cdot 99,28 = 35025,8 \text{ kW}$$

Tepelný tok předaný páře mezi body 1 a 6 s uvažováním ztrát:

$$\dot{Q}_{1-6} = \dot{Q}_{A-D} \cdot (1 - z_s) = 35025,8 \cdot \left(1 - \frac{0,311}{100}\right) = 34916,7 \text{ kW}$$

Hmotnostní průtok páry (parní výkon kotle):

$$\dot{M}_P = \frac{\dot{Q}_{1-6}}{(i_1 - i_2) + \left(1 - \frac{vst}{100}\right) \cdot \left((i_3 - i_5) + \left(1 + \frac{odl}{100}\right) \cdot (i_5 - i_6)\right) + \frac{vst}{100} \cdot (i_2 - i_7)}$$
$$= \frac{34916,7}{(3388,17 - 3138,17) + \left(3138,17 - 1228,16 + \left(1 + \frac{3}{100}\right) \cdot (1228,16 - 1176,53)\right)}$$

$$\dot{M}_P = 15,777 \text{ kg/s} = 56,796 \text{ t/h}$$

Hmotnostní průtok napájecí vody:

$$\dot{M}_{NV} = \left(1 + \frac{odl}{100}\right) \cdot \dot{M}_P = \left(1 + \frac{3}{100}\right) \cdot 15,777 = 16,250 \text{ kg/s} = 58,500 \text{ t/h}$$

Hmotnostní průtok topné vody:

$$\dot{M}_{TV} = 145,000 \text{ kg/s} = 522,000 \text{ t/h (zadáno)}$$

5.5.1 Předané tepelné toky

Přehřívák 2:

$$\dot{Q}_{P2} = \dot{M}_P \cdot (i_1 - i_2) = 15,777 \cdot (3388,17 - 3138,17) = 3944,2 \text{ kW}$$

Přehřívák 1:

$$\dot{Q}_{P1} = \left(1 - \frac{vst}{100}\right) \cdot \dot{M}_P \cdot (i_3 - i_4)$$

$$\dot{Q}_{P1} = \left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot 15,777 \cdot (3138,17 - 2781,65) = 5624,7 \text{ kW}$$

Výparník:

$$\dot{Q}_V = \left(1 - \frac{vst}{100}\right) \cdot (\dot{M}_P \cdot (i_4 - i_5) + \dot{M}_{NV} \cdot (i_5 - i_6))$$

$$\dot{Q}_V = \left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot (15,777 \cdot (2781,65 - 1228,16) + 16,250 \cdot (1228,16 - 1176,53))$$

$$\dot{Q}_V = 25347,9 \text{ kW}$$

Ekonomizér:

$$\dot{Q}_{EKO} = \left(1 - \frac{vst}{100}\right) \cdot \dot{M}_{NV} \cdot (i_6 - i_7)$$

$$\dot{Q}_{EKO} = \left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot 16,250 \cdot (1176,53 - 448,49) = 11830,6 \text{ kW}$$

Ohřívák topné vody:

$$\dot{Q}_{OTV} = \dot{M}_{TV} \cdot (i_8 - i_9) = 145,000 \cdot (356,14 - 251,73) = 15139,0 \text{ kW}$$

Kontrola předběžného výpočtu:

Součet předaných tepelných toků v přehříváku 2, přehříváku 1 a ve výparníku má být roven tepelnému toku předanému páře mezi body 1 a 6 s uvažováním ztrát.

$$\dot{Q}_{1-6} \approx \dot{Q}_{P2} + \dot{Q}_{P1} + \dot{Q}_V$$

$$34916,7 \approx 3944,2 + 5624,7 + 25347,9$$

$$34916,7 \approx 34916,8$$

5.6 Parametry spalin

Bod B:

$$I_{SP}^B = I_{SP}^A - \frac{\dot{Q}_{P2}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{sp}} = 739,166 - \frac{3944,2}{\left(1 - \frac{0,311}{100}\right) \cdot 99,28} = 699,315 \text{ kJ/Nm}^3$$

$$t_B = 509,1 \text{ °C (lineární interpolací z tab. 5.4)}$$

Bod C:

$$I_{SP}^C = I_{SP}^B - \frac{\dot{Q}_{P1}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{sp}} = 699,315 - \frac{5624,7}{\left(1 - \frac{0,311}{100}\right) \cdot 99,28} = 642,485 \text{ kJ/Nm}^3$$

$$t_C = 469,7 \text{ °C (lineární interpolací z tab. 5.4)}$$

Bod E:

$$I_{SP}^E = I_{SP}^D - \frac{\dot{Q}_{EKO}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{sp}} = 386,377 - \frac{11830,6}{\left(1 - \frac{0,311}{100}\right) \cdot 99,28} = 266,844 \text{ kJ/Nm}^3$$

$$t_E = 200,8 \text{ °C (lineární interpolací z tab. 5.4)}$$

Bod F:

$$I_{SP}^F = I_{SP}^E - \frac{\dot{Q}_{OTV}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{sp}} = 266,844 - \frac{15139,0}{\left(1 - \frac{0,311}{100}\right) \cdot 99,28} = 113,883 \text{ kJ/Nm}^3$$

$t_F = 86,1 \text{ }^\circ\text{C}$ (lineární interpolací z tab. 5.4)

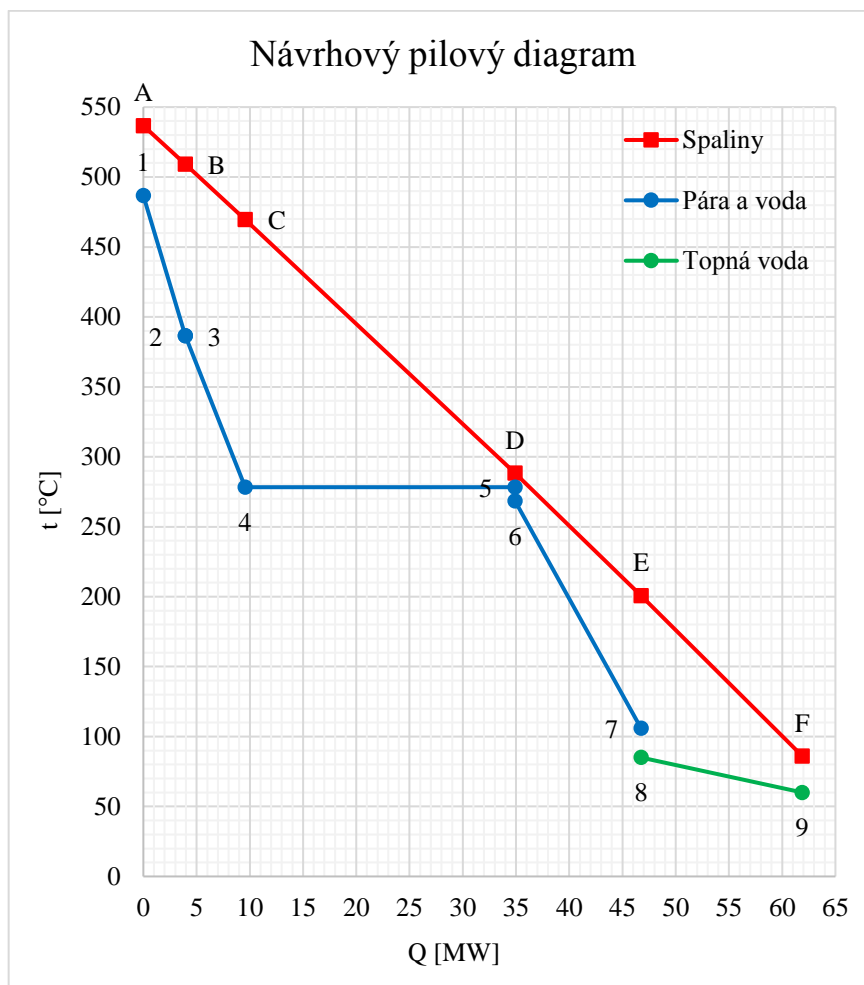
Tab. 5.5 obsahuje veškeré navrhované parametry ohřívacího média.

Tab. 5.5 – Parametry spalín

	A	B	C	D	E	F
$t \text{ [}^\circ\text{C]}$	536,7	509,1	469,7	288,4	200,8	86,1
$I_{SP} \text{ [kJ/Nm}^3\text{]}$	739,166	699,315	642,485	386,377	266,844	113,883

5.7 Návrhový pilový diagram

Na obr. 5.2 je vykreslena závislost teploty na předaném tepelném toku, což je označováno jako pilový diagram.



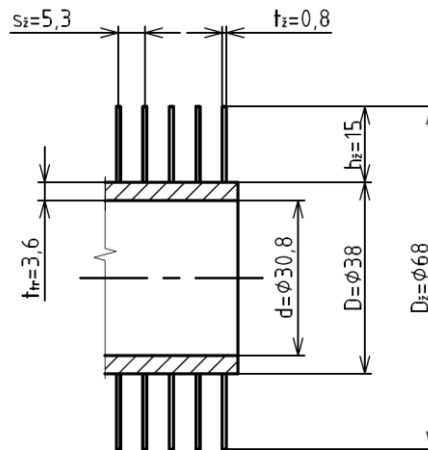
Obr. 5.2 – Návrhový pilový diagram

5.8 Přehřívák 2

Z pohledu toku spalin se jedná o první teplosměnnou plochu kotle, která se v obr. 5.2 nachází mezi body A a B. Pro vodu/páru je P2 poslední teplosměnnou plochou před výstupem páry z kotle a je možné ho najít mezi body 2 a 1.

Tab. 5.6 – Volené rozměry trubky P2 [14]

Vnější průměr trubky	D [m]	0,038
Tloušťka stěny trubky	t_{tr} [m]	0,0036
Výška žebra	h_z [m]	0,015
Tloušťka žebra	t_z [m]	0,0008
Počet žebér na metr	n_z [m ⁻¹]	190
Příčná rozteč	s_1 [m]	0,078
Podélná rozteč	s_2 [m]	0,117



Obr. 5.3 – Trubka P2

Vnitřní průměr trubky	$d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,038 - 2 \cdot 0,0036 = 0,0308 \text{ m}$
Průměr přes žebra	$D_z = D + 2 \cdot h_z = 0,038 + 2 \cdot 0,015 = 0,068 \text{ m}$
Rozteč žebér	$s_z = \frac{1}{n_z} = \frac{1}{190} = 0,0053 \text{ m}$
Vzdálenost mezi trubkami	$a = s_1 - D - 2 \cdot h_z = 0,078 - 0,038 - 2 \cdot 0,015 = 0,010 \text{ m}$

Úhlopříčná rozteč $s' = \sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + (s_2)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,078}{2}\right)^2 + (0,117)^2} = 0,123 \text{ m}$

Poměrná příčná rozteč $\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,078}{0,038} = 2,053$ [16]

Poměrná úhlopříčná rozteč $\sigma_2' = \frac{s'}{D} = \frac{0,123}{0,038} = 3,246$ [16]

Střední hodnoty páry:

$$t_p^{stř} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{486,7 + 386,6}{2} = 436,6 \text{ °C}$$

$$p_p^{stř} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{62,50 + 62,55}{2} = 62,525 \text{ bar}$$

$$v_p^{stř} = f(t_p^{stř}; p_p^{stř}) = 0,048714 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (pomocí programu X Steam)}$$

Počet trubek:

Zvolená rychlost páry $w_p = 20 \text{ m/s}$.

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot \dot{M}_p \cdot v_p^{stř}}{\pi \cdot d^2 \cdot w_p} = \frac{4 \cdot 15,777 \cdot 0,048714}{\pi \cdot 0,0308^2 \cdot 20} = 51,58 \rightarrow 52$$

Skutečná rychlost páry:

$$w_P^{SK} = \frac{\dot{M}_P \cdot v_P^{stř} \cdot 4}{n_{tr} \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{15,777 \cdot 0,048714 \cdot 4}{52 \cdot \pi \cdot 0,0308^2} = 19,84 \text{ m/s}$$

Skutečný objemový tok spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_A + t_B}{2} = \frac{536,7 + 509,1}{2} = 522,9 \text{ °C}$$

$$\dot{V}_{SP}^{SK} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} = 99,28 \cdot \frac{522,9 + 273,15}{273,15} = 289,34 \text{ m}^3/\text{s}$$

Šířka kanálu (zaokrouhlená):

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

$$\check{s} = \frac{0,078}{2} + (52 - 1) \cdot 0,078 + \frac{0,078}{2} + \frac{0,078}{2} = 4,095 \text{ m}$$

Výška kanálu (zaokrouhlená):

Zvolená rychlost spalin $w_{SP} = 15 \text{ m/s}$.

$$l = \frac{\dot{V}_{SP}^{SK}}{w_{SP} \cdot (\check{s} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{tr})}$$

$$l = \frac{289,34}{15 \cdot (4,095 - 0,038 \cdot 52 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 190 \cdot 52)} = 10,250 \text{ m}$$

Poměr šířky a výšky kanálu:

$$\check{s} : l = 1 : 2,5$$

Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{SK} = \frac{\dot{V}_{SP}^{SK}}{l \cdot (\check{s} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{tr})}$$

$$w_{SP}^{SK} = \frac{289,34}{10,250 \cdot (4,095 - 0,038 \cdot 52 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 190 \cdot 52)} = 15,00 \text{ m/s}$$

5.8.1 Součinitel prostupu tepla

Většina následujících parametrů a vztahů vychází z [16].

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$C_z = 0,91$ (podle [16] pro vystřídání uspořádání trubek a $n_{rad} = 3$)

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,053 - 1}{3,246 - 1} = 0,469$$

$$\lambda_{SP} = 0,06477 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \text{ (podle [16] pro } t_{SP}^{stř} \text{ a } x_{H_2O})$$

$$v_{SP} = 7,89 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \text{ (podle [16] pro } t_{SP}^{stř} \text{ a } x_{H_2O})$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{SK} \cdot s_z}{v_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 0,91 \cdot 0,469^{0,2} \cdot \frac{0,06477}{0,0053} \cdot \left(\frac{0,038}{0,0053}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,0053}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{15,00 \cdot 0,0053}{7,89 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 58,60 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{s_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0053}{0,038} - \frac{0,0008}{0,038}\right)} = 0,904$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,904 = 0,096$$

$$\varepsilon = 0,002 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W} \text{ (zvoleno)}$$

$$\psi_z = 0,85 \text{ (podle [16] pro žebra s kruhovým základem)}$$

$$\lambda_z = 30 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \text{ (podle [18] pro materiál žebec X12Cr13)}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 58,60}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 58,60)}} = 61,440 \text{ m}^{-1}$$

$$\beta \cdot h_z = 61,440 \cdot 0,015 = 0,922$$

$$E = 0,74 \text{ (podle [16] pro žebra s kruhovým základem, } \frac{D_z}{D} = \frac{0,068}{0,038} = 1,789 \text{ a } \beta \cdot h_z)$$

$$\mu = 1 \text{ (podle [16])}$$

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}$$

$$\alpha_{1r} = (0,904 \cdot 0,74 \cdot 1 + 0,096) \cdot \frac{0,85 \cdot 58,60}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 58,60} = 34,66 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany:

$$C_d = 1,00 \text{ (podle [16] pro } d)$$

$$\alpha_N = 1700 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \text{ (podle [16] pro } p_P^{stř}, t_P^{stř} \text{ a } w_P^{SK})$$

$$\alpha_{2r} = C_d \cdot \alpha_N = 1,00 \cdot 1700 = 1700,0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Součinitel prostupu tepla:

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

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,038 + \frac{\pi \cdot (0,068^2 - 0,038^2)}{4} \cdot 2 \cdot 190 = 1,068 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0308 = 0,097 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{34,66} + \frac{1}{1700,0} \cdot \frac{1,068}{0,097}} = 28,29 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

5.8.2 Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_B - t_2) - (t_A - t_1)}{\ln\left(\frac{t_B - t_2}{t_A - t_1}\right)} = \frac{(509,1 - 386,6) - (536,7 - 486,7)}{\ln\left(\frac{509,1 - 386,6}{536,7 - 486,7}\right)} = 80,9 \text{ K}$$

5.8.3 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_{P2}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{3944,2 \cdot 1000}{28,29 \cdot 80,9} = 1723,126 \text{ m}^2$$

5.8.4 Skutečný předaný tepelný tok

Plocha řad:

$$S_{\text{řad}} = l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,250 \cdot 1,068 \cdot 52 = 569,487 \text{ m}^2$$

Počet řad:

$$n_{\text{řad}} = \frac{S}{S_{\text{řad}}} = \frac{1723,126}{569,487} = 3,03 \rightarrow 3$$

Skutečná plocha řad:

$$S_{\text{řad}}^{SK} = S_{\text{řad}} \cdot n_{\text{řad}} = 569,487 \cdot 3 = 1708,461 \text{ m}^2$$

Skutečný předaný tepelný tok:

$$\dot{Q}_{P2}^{SK} = k \cdot S_{\text{řad}}^{SK} \cdot \Delta t_{ln} = 28,29 \cdot 1708,461 \cdot 80,9 = 3\,910\,600 \text{ W} = 3910,6 \text{ kW}$$

Odchylka skutečného a navrhovaného předaného tepelného toku je v přípustných mezích (do 2 % navrhovaného předaného tepelného toku).

5.8.5 Skutečné parametry spalin

Skutečné parametry spalin v bodě B:

$$I_{SP \sim SK}^B = I_{SP}^A - \frac{\dot{Q}_{P2}^{SK}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{SP}} = 739,166 - \frac{3910,6}{\left(1 - \frac{0,311}{100}\right) \cdot 99,28} = 699,654 \text{ kJ/Nm}^3$$

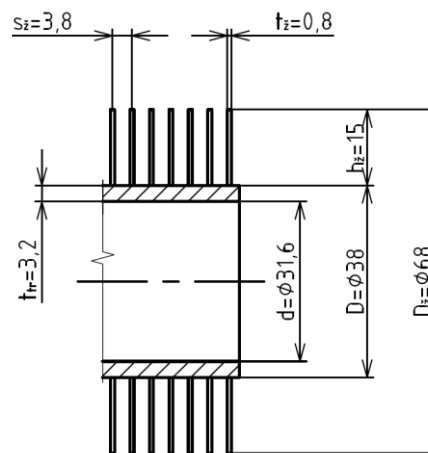
$$t_B^{SK} = 509,3 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (lineární interpolací z tab. 5.4)}$$

5.9 Přehřívák 1

Podle obr. 5.2 se P1 nachází mezi body B a C na trase spalin, u páry jsou krajními body této teplosměnné plochy body 4 a 3.

Tab. 5.7 – Volené rozměry trubky P1 [14]

Vnější průměr trubky	D [m]	0,038
Tloušťka stěny trubky	t_{tr} [m]	0,0032
Výška žebra	h_z [m]	0,015
Tloušťka žebra	t_z [m]	0,0008
Počet žebér na metr	n_z [m ⁻¹]	260
Příčná rozteč	s_1 [m]	0,078
Podélná rozteč	s_2 [m]	0,117



Obr. 5.4 – Trubka P1

$$\text{Vnitřní průměr trubky} \quad d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,038 - 2 \cdot 0,0032 = 0,0316 \text{ m}$$

$$\text{Průměr přes žebra} \quad D_z = D + 2 \cdot h_z = 0,038 + 2 \cdot 0,015 = 0,068 \text{ m}$$

$$\text{Rozteč žebér} \quad s_z = \frac{1}{n_z} = \frac{1}{260} = 0,0038 \text{ m}$$

$$\text{Vzdálenost mezi trubkami} \quad a = s_1 - D - 2 \cdot h_z = 0,078 - 0,038 - 2 \cdot 0,015 = 0,010 \text{ m}$$

$$\text{Úhlopříčná rozteč} \quad s' = \sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + (s_2)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,078}{2}\right)^2 + (0,117)^2} = 0,123 \text{ m}$$

$$\text{Poměrná příčná rozteč} \quad \sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,078}{0,038} = 2,053 \text{ [16]}$$

$$\text{Poměrná úhlopříčná rozteč} \quad \sigma_2' = \frac{s'}{D} = \frac{0,123}{0,038} = 3,246 \text{ [16]}$$

Šířka a výška kanálu:

$$\check{s} = 4,095 \text{ m (stejná jako u P2)}$$

$$l = 10,250 \text{ m (stejná jako u P2)}$$

$$\check{s} : l = 1 : 2,5$$

Počet trubek:

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - 0,5 = \frac{4,095}{0,078} - 0,5 = 52$$

Střední hodnoty páry:

$$t_P^{stř} = \frac{t_3 + t_4}{2} = \frac{386,6 + 278,4}{2} = 332,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_P^{stř} = \frac{p_3 + p_4}{2} = \frac{62,55 + 62,60}{2} = 62,575 \text{ bar}$$

$$v_P^{stř} = f(t_P^{stř}; p_P^{stř}) = 0,038307 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (pomocí programu X Steam)}$$

Skutečná rychlost páry:

$$w_P^{SK} = \frac{\left(1 - \frac{v_{st}}{100}\right) \cdot \dot{M}_P \cdot v_P^{stř} \cdot 4}{n_{tr} \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{\left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot 15,777 \cdot 0,038307 \cdot 4}{52 \cdot \pi \cdot 0,0316^2} = 14,82 \text{ m/s}$$

Skutečný objemový tok spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_B^{SK} + t_C}{2} = \frac{509,3 + 469,7}{2} = 489,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_{SP}^{SK} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} = 99,28 \cdot \frac{489,5 + 273,15}{273,15} = 277,20 \text{ m}^3/\text{s}$$

Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{SK} = \frac{\dot{V}_{SP}^{SK}}{l \cdot (\check{s} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{tr})}$$
$$w_{SP}^{SK} = \frac{277,20}{10,250 \cdot (4,095 - 0,038 \cdot 52 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 260 \cdot 52)} = 15,07 \text{ m/s}$$

5.9.1 Součinitel prostupu tepla

Většina následujících parametrů a vztahů vychází z [16].

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$C_z = 0,88$ (podle [16] pro vystřídání uspořádání trubek a $n_{rad} = 2$)

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,053 - 1}{3,246 - 1} = 0,469$$

$\lambda_{SP} = 0,06210 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ (podle [16] pro $t_{SP}^{stř}$ a x_{H_2O})

$\nu_{SP} = 7,34 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (podle [16] pro $t_{SP}^{stř}$ a x_{H_2O})

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP}^{SK} \cdot S_z}{v_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 0,88 \cdot 0,469^{0,2} \cdot \frac{0,06210}{0,0038} \cdot \left(\frac{0,038}{0,0038}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,0038}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{15,07 \cdot 0,0038}{7,34 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 51,51 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0038}{0,038} - \frac{0,0008}{0,038}\right)} = 0,932$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,932 = 0,068$$

$$\varepsilon = 0,002 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W} \text{ (zvoleno)}$$

$$\psi_z = 0,85 \text{ (podle [16] pro žebra s kruhovým základem)}$$

$$\lambda_z = 30 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \text{ (podle [18] pro materiál žeber X12Cr13)}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 51,51}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 51,51)}} = 57,920 \text{ m}^{-1}$$

$$\beta \cdot h_z = 57,920 \cdot 0,015 = 0,869$$

$$E = 0,76 \text{ (podle [16] pro žebra s kruhovým základem, } \frac{D_z}{D} = \frac{0,068}{0,038} = 1,789 \text{ a } \beta \cdot h_z)$$

$$\mu = 1 \text{ (podle [16])}$$

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}$$

$$\alpha_{1r} = (0,932 \cdot 0,76 \cdot 1 + 0,068) \cdot \frac{0,85 \cdot 51,51}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 51,51} = 31,25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany:

$$C_d = 0,99 \text{ (podle [16] pro } d)$$

$$\alpha_N = 1550 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \text{ (podle [16] pro } p_p^{stř}, t_p^{stř} \text{ a } w_p^{SK})$$

$$\alpha_{2r} = C_d \cdot \alpha_N = 0,99 \cdot 1550 = 1534,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Součinitel prostupu tepla:

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

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,038 + \frac{\pi \cdot (0,068^2 - 0,038^2)}{4} \cdot 2 \cdot 260 = 1,418 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$S_{2m} = \pi \cdot d = \pi \cdot 0,0316 = 0,099 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{31,25} + \frac{1}{1534,5} \cdot \frac{1,418}{0,099}} = 24,21 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

5.9.2 Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_C - t_4) - (t_B^{SK} - t_3)}{\ln\left(\frac{t_C - t_4}{t_B^{SK} - t_3}\right)}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(469,7 - 278,4) - (509,3 - 386,6)}{\ln\left(\frac{469,7 - 278,4}{509,3 - 386,6}\right)} = 154,5 \text{ K}$$

5.9.3 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_{P1}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{5624,7 \cdot 1000}{24,21 \cdot 154,5} = 1503,871 \text{ m}^2$$

5.9.4 Skutečný předaný tepelný tok

Plocha řad:

$$S_{\check{r}ad} = l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,250 \cdot 1,418 \cdot 52 = 755,855 \text{ m}^2$$

Počet řad:

$$n_{\check{r}ad} = \frac{S}{S_{\check{r}ad}} = \frac{1503,871}{755,855} = 1,99 \rightarrow 2$$

Skutečná plocha řad:

$$S_{\check{r}ad}^{SK} = S_{\check{r}ad} \cdot n_{\check{r}ad} = 755,855 \cdot 2 = 1511,711 \text{ m}^2$$

Skutečný předaný tepelný tok:

$$\dot{Q}_{P1}^{SK} = k \cdot S_{\check{r}ad}^{SK} \cdot \Delta t_{ln} = 24,21 \cdot 1511,711 \cdot 154,5 = 5\,654\,027 \text{ W} = 5654,0 \text{ kW}$$

Odchylka skutečného a navrhovaného předaného tepelného toku je v přípustných mezích (do 2 % navrhovaného předaného tepelného toku).

Kontrola výkonu přehříváků P2 a P1:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{P2} + \dot{Q}_{P1} &\approx \dot{Q}_{P2}^{SK} + \dot{Q}_{P1}^{SK} \\ 3944,2 + 5624,7 &\approx 3910,6 + 5654,0 \\ 9568,9 \text{ kW} &\approx 9564,6 \text{ kW}\end{aligned}$$

5.9.5 Skutečné parametry páry a spalin

Skutečné parametry spalin v bodě C:

$$I_{SP\sim SK}^C = I_{SP\sim SK}^B - \frac{\dot{Q}_{P1}^{SK}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{SP}} = 699,654 - \frac{5654,0}{\left(1 - \frac{0,311}{100}\right) \cdot 99,28} = 642,528 \text{ kJ/Nm}^3$$
$$t_C^{SK} = 469,7 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (lineární interpolací z tab. 5.4)}$$

Skutečné parametry páry v bodě 3:

$$i_3^{SK} = i_4 + \frac{\dot{Q}_{P1}^{SK}}{\left(1 - \frac{vst}{100}\right) \cdot \dot{M}_p} = 2781,65 + \frac{5654,0}{\left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot 15,777} = 3140,03 \text{ kJ/kg}$$
$$t_3^{SK} = f(p_3; i_3^{SK}) = 387,3 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (pomocí programu X Steam)}$$
$$v_3^{SK} = f(p_3; i_3^{SK}) = 0,044067 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (pomocí programu X Steam)}$$

Skutečné parametry páry v bodě 2:

$$i_2^{SK} = i_3^{SK} \cdot \left(1 - \frac{vst}{100}\right) + \left(1 + \frac{odl}{100}\right) \cdot \frac{vst}{100} \cdot i_7$$
$$i_2^{SK} = 3140,03 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) + \left(1 + \frac{3}{100}\right) \cdot \frac{0}{100} \cdot i_7 = 3140,03 \text{ kJ/kg}$$
$$t_2^{SK} = f(p_2; i_2^{SK}) = 387,3 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (pomocí programu X Steam)}$$
$$v_2^{SK} = f(p_2; i_2^{SK}) = 0,044067 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (pomocí programu X Steam)}$$

Skutečné parametry páry v bodě 1:

$$i_1^{SK} = i_2^{SK} + \frac{\dot{Q}_{P2}^{SK}}{\dot{M}_p} = 3140,03 + \frac{3910,6}{15,777} = 3387,90 \text{ kJ/kg}$$
$$t_1^{SK} = f(p_1; i_1^{SK}) = 486,6 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (pomocí programu X Steam)}$$
$$v_1^{SK} = f(p_1; i_1^{SK}) = 0,053139 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (pomocí programu X Steam)}$$

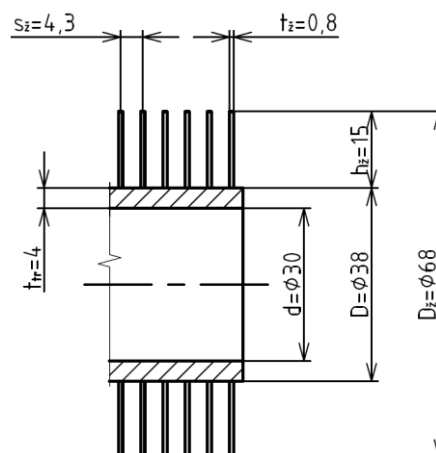
$$\Delta i_{1-2}^{SK} = i_1^{SK} - i_2^{SK} = 3387,90 - 3140,03 = 247,87 \text{ kJ/kg}$$

5.10 Výparník

Tato teplosměnná plocha leží v pilovém diagramu na obr. 5.2 mezi body C a D u spalín, u vody/páry je V ohraničen body 6 a 4.

Tab. 5.8 – Volené rozměry trubky V [14]

Vnější průměr trubky	D [m]	0,038
Tloušťka stěny trubky	t_{tr} [m]	0,004
Výška žebra	h_z [m]	0,015
Tloušťka žebra	t_z [m]	0,0008
Počet žebek na metr	n_z [m^{-1}]	230
Příčná rozteč	s_1 [m]	0,078
Podélná rozteč	s_2 [m]	0,117



Obr. 5.5 – Trubka V

$$\begin{aligned} \text{Vnitřní průměr trubky} \quad d &= D - 2 \cdot t_{tr} = 0,038 - 2 \cdot 0,004 = 0,030 \text{ m} \\ \text{Průměr přes žebra} \quad D_z &= D + 2 \cdot h_z = 0,038 + 2 \cdot 0,015 = 0,068 \text{ m} \\ \text{Rozteč žebek} \quad s_z &= \frac{1}{n_z} = \frac{1}{230} = 0,0043 \text{ m} \\ \text{Vzdálenost mezi trubkami} \quad a &= s_1 - D - 2 \cdot h_z = 0,078 - 0,038 - 2 \cdot 0,015 = 0,010 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Úhlopříčná rozteč} \quad s' &= \sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + (s_2)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,078}{2}\right)^2 + (0,117)^2} = 0,123 \text{ m} \\ \text{Poměrná příčná rozteč} \quad \sigma_1 &= \frac{s_1}{D} = \frac{0,078}{0,038} = 2,053 \text{ [16]} \\ \text{Poměrná úhlopříčná rozteč} \quad \sigma_2' &= \frac{s'}{D} = \frac{0,123}{0,038} = 3,246 \text{ [16]} \end{aligned}$$

Šířka a výška kanálu:

$$\begin{aligned} \check{s} &= 4,095 \text{ m (stejná jako u P2 a P1)} \\ l &= 10,250 \text{ m (stejná jako u P2 a P1)} \\ \check{s} : l &= 1 : 2,5 \end{aligned}$$

Počet trubek:

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - 0,5 = \frac{4,095}{0,078} - 0,5 = 52$$

Skutečný objemový tok spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_C^{SK} + t_D}{2} = \frac{469,7 + 288,4}{2} = 379,0 \text{ °C}$$

$$\dot{V}_{SP}^{SK} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} = 99,28 \cdot \frac{379,0 + 273,15}{273,15} = 237,05 \text{ m}^3/\text{s}$$

Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{SK} = \frac{\dot{V}_{SP}^{SK}}{l \cdot (\check{s} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}} \cdot n_{tr})}$$

$$w_{SP}^{SK} = \frac{237,05}{10,250 \cdot (4,095 - 0,038 \cdot 52 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 230 \cdot 52)} = 12,62 \text{ m/s}$$

5.10.1 Součinitel prostupu tepla

Většina následujících parametrů a vztahů vychází z [16].

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$C_z = 1,00$ (podle [16] pro vystřídání uspořádání trubek a $n_{rad} > 10$)

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,053 - 1}{3,246 - 1} = 0,469$$

$\lambda_{SP} = 0,05320 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ (podle [16] pro $t_{SP}^{stř}$ a x_{H_2O})

$\nu_{SP} = 5,65 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (podle [16] pro $t_{SP}^{stř}$ a x_{H_2O})

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_{\sigma}^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_{\check{z}}} \cdot \left(\frac{D}{s_{\check{z}}}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_{\check{z}}}{s_{\check{z}}}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{SK} \cdot s_{\check{z}}}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 1,00 \cdot 0,469^{0,2} \cdot \frac{0,05320}{0,0043} \cdot \left(\frac{0,038}{0,0043}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,0043}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{12,62 \cdot 0,0043}{5,65 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 55,16 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany:

$$\frac{S_{\check{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\check{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\check{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{\check{z}}}{D} - \frac{t_{\check{z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0043}{0,038} - \frac{0,0008}{0,038}\right)} = 0,922$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\check{z}}}{S} = 1 - 0,922 = 0,078$$

$$\varepsilon = 0,002 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/W \text{ (zvoleno)}$$

$$\psi_z = 0,85 \text{ (podle [16] pro žebra s kruhovým základem)}$$

$$\lambda_z = 30 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \text{ (podle [18] pro materiál žeber X12Cr13)}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 55,16}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 55,16)}} = 59,770 \text{ m}^{-1}$$

$$\beta \cdot h_z = 59,770 \cdot 0,015 = 0,897$$

$$E = 0,75 \text{ (podle [16] pro žebra s kruhovým základem, } \frac{D_z}{D} = \frac{0,068}{0,038} = 1,789 \text{ a } \beta \cdot h_z)$$

$$\mu = 1 \text{ (podle [16])}$$

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}$$

$$\alpha_{1r} = (0,922 \cdot 0,75 \cdot 1 + 0,078) \cdot \frac{0,85 \cdot 55,16}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 55,16} = 32,99 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Součinitel prostupu tepla:

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

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,038 + \frac{\pi \cdot (0,068^2 - 0,038^2)}{4} \cdot 2 \cdot 230 = 1,268 \text{ m}^2/\text{m}$$

Jelikož je u výparníků redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany mnohem větší než redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany vnější ($\alpha_{2r} \gg \alpha_{1r}$), zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}} \rightarrow 0$ a α_{2r} se tedy zanedbává.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + 0 \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \alpha_{1r} = 32,99 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

5.10.2 Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_D - t_6) - (t_C^{SK} - t_4)}{\ln\left(\frac{t_D - t_6}{t_C^{SK} - t_4}\right)}$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(288,4 - 268,4) - (469,7 - 278,4)}{\ln\left(\frac{288,4 - 268,4}{469,7 - 278,4}\right)} = 75,9 \text{ K}$$

5.10.3 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_V}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{25347,9 \cdot 1000}{32,99 \cdot 75,9} = 10127,960 \text{ m}^2$$

5.10.4 Skutečný předaný tepelný tok

Plocha řad:

$$S_{\text{řad}} = l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,250 \cdot 1,268 \cdot 52 = 675,983 \text{ m}^2$$

Počet řad:

$$n_{\text{řad}} = \frac{S}{S_{\text{řad}}} = \frac{10127,960}{675,983} = 14,98 \rightarrow 15$$

Skutečná plocha řad:

$$S_{\text{řad}}^{SK} = S_{\text{řad}} \cdot n_{\text{řad}} = 675,983 \cdot 15 = 10139,746 \text{ m}^2$$

Skutečný předaný tepelný tok:

$$\dot{Q}_V^{SK} = k \cdot S_{\text{řad}}^{SK} \cdot \Delta t_{ln} = 32,99 \cdot 10139,746 \cdot 75,9 = 25\,377\,367 \text{ W} = 25377,4 \text{ kW}$$

Odchyłka skutečného a navrhovaného předaného tepelného toku je v přípustných mezích (do 2 % navrhovaného předaného tepelného toku).

5.10.5 Skutečné parametry vody a spalin

Skutečné parametry spalin v bodě D:

$$I_{SP \sim SK}^D = I_{SP \sim SK}^C - \frac{\dot{Q}_V^{SK}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{SP}} = 642,528 - \frac{25377,4}{\left(1 - \frac{0,311}{100}\right) \cdot 99,28} = 386,121 \text{ kJ/Nm}^3$$

$$t_D^{SK} = 288,2 \text{ °C (lineární interpolací z tab. 5.4)}$$

Skutečné parametry vody v bodě 6:

$$i_6^{SK} = \frac{i_4 + \frac{odl}{100} \cdot i_5 - \frac{\dot{Q}_V^{SK}}{\left(1 - \frac{vst}{100}\right) \cdot \dot{M}_P}}{\left(1 + \frac{odl}{100}\right)}$$

$$i_6^{SK} = \frac{2781,65 + \frac{3}{100} \cdot 1228,16 - \frac{25377,4}{\left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot 15,777}}{\left(1 + \frac{3}{100}\right)} = 1174,72 \text{ kJ/kg}$$

$$t_6^{SK} = f(p_6; i_6^{SK}) = 268,0 \text{ °C (pomocí programu X Steam)}$$

$$v_6^{SK} = f(p_6; i_6^{SK}) = 0,001295 \text{ m}^3/\text{kg (pomocí programu X Steam)}$$

$$\Delta t_{5-6}^{SK} = t_5 - t_6^{SK} = 278,4 - 268,0 = 10,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutečný pinch point:

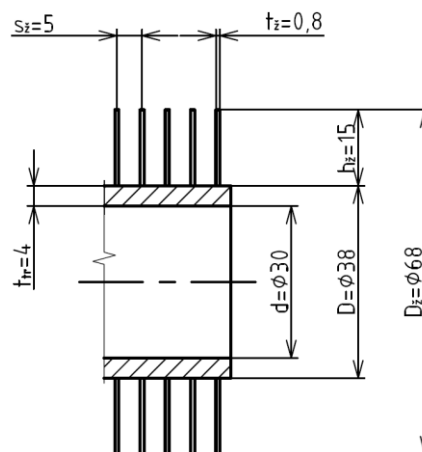
$$\Delta t_{PP}^{SK} = t_D^{SK} - t_5 = 288,2 - 278,4 = 9,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.11 Ekonomizér

EKO je teplosměnná plocha ležící mezi body spalin D a E, pro vstupující napájecí vodu je to první plocha kotle a nachází se mezi body 7 a 6, jak je vidět na obr. 5.2.

Tab. 5.9 – Volené rozměry trubky EKO [14]

Vnější průměr trubky	D [m]	0,038
Tloušťka stěny trubky	t_{tr} [m]	0,004
Výška žebra	h_z [m]	0,015
Tloušťka žebra	t_z [m]	0,0008
Počet žebér na metr	n_z [m^{-1}]	200
Příčná rozteč	s_1 [m]	0,078
Podélná rozteč	s_2 [m]	0,117



Obr. 5.6 – Trubka EKO

Vnitřní průměr trubky $d = D - 2 \cdot t_{tr} = 0,038 - 2 \cdot 0,004 = 0,030 \text{ m}$

Průměr přes žebra $D_z = D + 2 \cdot h_z = 0,038 + 2 \cdot 0,015 = 0,068 \text{ m}$

Rozteč žebér $s_z = \frac{1}{n_z} = \frac{1}{200} = 0,0050 \text{ m}$

Vzdálenost mezi trubkami $a = s_1 - D - 2 \cdot h_z = 0,078 - 0,038 - 2 \cdot 0,015 = 0,010 \text{ m}$

Úhlopříčná rozteč $s' = \sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + (s_2)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,078}{2}\right)^2 + (0,117)^2} = 0,123 \text{ m}$

Poměrná příčná rozteč $\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,078}{0,038} = 2,053$ [16]

Poměrná úhlopříčná rozteč $\sigma_2' = \frac{s'}{D} = \frac{0,123}{0,038} = 3,246$ [16]

Šířka a výška kanálu:

$\check{s} = 4,095 \text{ m}$ (stejná jako u P2, P1 a V)

$l = 10,250 \text{ m}$ (stejná jako u P2, P1 a V)

$\check{s} : l = 1 : 2,5$

Počet trubek:

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - 0,5 = \frac{4,095}{0,078} - 0,5 = 52$$

Střední hodnoty napájecí vody:

$$t_{NV}^{stř} = \frac{t_6^{SK} + t_7}{2} = \frac{268,0 + 105,9}{2} = 186,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{NV}^{stř} = \frac{p_6 + p_7}{2} = \frac{62,60 + 64,60}{2} = 63,600 \text{ bar}$$

$$v_{NV}^{stř} = f(t_{NV}^{stř}; p_{NV}^{stř}) = 0,001132 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (pomocí programu X Steam)}$$

Skutečná rychlost napájecí vody:

$$w_{NV}^{SK} = \frac{\left(1 - \frac{v_{st}}{100}\right) \cdot \dot{M}_{NV} \cdot v_{NV}^{stř} \cdot 4}{n_{tr} \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{\left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot 16,250 \cdot 0,001132 \cdot 4}{52 \cdot \pi \cdot 0,030^2} = 0,50 \text{ m/s}$$

Skutečný objemový tok spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_D^{SK} + t_E}{2} = \frac{288,2 + 200,8}{2} = 244,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_{SP}^{SK} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} = 99,28 \cdot \frac{244,5 + 273,15}{273,15} = 188,14 \text{ m}^3/\text{s}$$

Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{SK} = \frac{\dot{V}_{SP}^{SK}}{l \cdot (\check{s} - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_{\check{z}} \cdot t_{\check{z}} \cdot n_{\check{z}} \cdot n_{tr})}$$

$$w_{SP}^{SK} = \frac{188,14}{10,250 \cdot (4,095 - 0,038 \cdot 52 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 200 \cdot 52)} = 9,82 \text{ m/s}$$

5.11.1 Součinitel prostupu tepla

Většina následujících parametrů a vztahů vychází z [16].

Součinitel přestupu tepla konvekcí:

$C_z = 1,00$ (podle [16] pro vystřídání uspořádání trubek a $n_{řad} > 10$)

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma'_2 - 1} = \frac{2,053 - 1}{3,246 - 1} = 0,469$$

$\lambda_{SP} = 0,04248 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ (podle [16] pro $t_{SP}^{stř}$ a x_{H_2O})

$v_{SP} = 3,79 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (podle [16] pro $t_{SP}^{stř}$ a x_{H_2O})

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{S_z} \cdot \left(\frac{D}{S_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{S_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{W_{SP}^{SK} \cdot S_z}{v_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 1,00 \cdot 0,469^{0,2} \cdot \frac{0,04248}{0,0050} \cdot \left(\frac{0,038}{0,0050}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,0050}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{9,82 \cdot 0,0050}{3,79 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 50,78 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_z}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{D} - \frac{t_z}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0050}{0,038} - \frac{0,0008}{0,038}\right)} = 0,909$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,909 = 0,091$$

$\varepsilon = 0,002 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$ (zvoleno)

$\psi_z = 0,85$ (podle [16] pro žebra s kruhovým základem)

$\lambda_z = 30 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ (podle [18] pro materiál žeber X12Cr13)

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 50,78}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 50,78)}} = 57,541 \text{ m}^{-1}$$

$$\beta \cdot h_z = 57,541 \cdot 0,015 = 0,863$$

$E = 0,77$ (podle [16] pro žebra s kruhovým základem, $\frac{D_z}{D} = \frac{0,068}{0,038} = 1,789$ a $\beta \cdot h_z$)

$\mu = 1$ (podle [16])

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}$$

$$\alpha_{1r} = (0,909 \cdot 0,77 \cdot 1 + 0,091) \cdot \frac{0,85 \cdot 50,78}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 50,78} = 31,43 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Součinitel prostupu tepla:

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

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,038 + \frac{\pi \cdot (0,068^2 - 0,038^2)}{4} \cdot 2 \cdot 200 = 1,118 \text{ m}^2/\text{m}$$

Jelikož je u ekonomizérů redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany mnohem větší než redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany vnější ($\alpha_{2r} \gg \alpha_{1r}$), zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}} \rightarrow 0$ a α_{2r} se tedy zanedbává.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + 0 \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \alpha_{1r} = 31,43 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

5.11.2 Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_E - t_7) - (t_D^{SK} - t_6^{SK})}{\ln\left(\frac{t_E - t_7}{t_D^{SK} - t_6^{SK}}\right)}$$
$$\Delta t_{ln} = \frac{(200,8 - 105,9) - (288,2 - 268,0)}{\ln\left(\frac{200,8 - 105,9}{288,2 - 268,0}\right)} = 48,3 \text{ K}$$

5.11.3 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_{EKO}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{11830,6 \cdot 1000}{31,43 \cdot 48,3} = 7797,791 \text{ m}^2$$

5.11.4 Skutečný předaný tepelný tok

Plocha řad:

$$S_{\text{řad}} = l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} = 10,250 \cdot 1,118 \cdot 52 = 596,111 \text{ m}^2$$

Počet řad:

$$n_{\text{řad}} = \frac{S}{S_{\text{řad}}} = \frac{7797,791}{596,111} = 13,08 \rightarrow 13$$

Skutečná plocha řad:

$$S_{\text{řad}}^{SK} = S_{\text{řad}} \cdot n_{\text{řad}} = 596,111 \cdot 13 = 7749,442 \text{ m}^2$$

Skutečný předaný tepelný tok:

$$\dot{Q}_{EKO}^{SK} = k \cdot S_{\text{řad}}^{SK} \cdot \Delta t_{ln} = 31,43 \cdot 7749,442 \cdot 48,3 = 11\,757\,224 \text{ W} = 11757,2 \text{ kW}$$

Odchylka skutečného a navrhovaného předaného tepelného toku je v přípustných mezích (do 2 % navrhovaného předaného tepelného toku).

5.11.5 Skutečné parametry spalin

Skutečné parametry spalin v bodě E:

$$I_{SP \sim SK}^E = I_{SP \sim SK}^D - \frac{\dot{Q}_{EKO}^{SK}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{SP}} = 386,121 - \frac{11757,2}{\left(1 - \frac{0,311}{100}\right) \cdot 99,28} = 267,330 \text{ kJ}/\text{Nm}^3$$

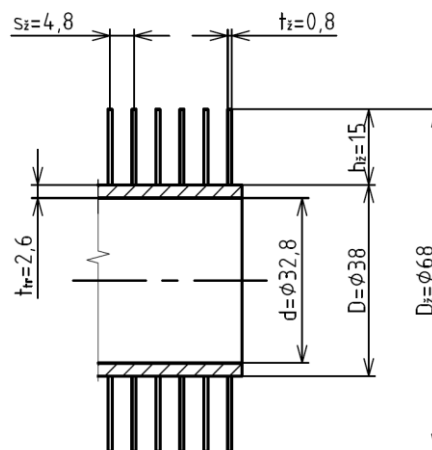
$$t_E^{SK} = 201,1 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (lineární interpolací z tab. 5.4)}$$

5.12 Ohřívák topné vody

OTV je z hlediska toku spalin poslední teplosměnnou plochou kotle před komínem, na obr. 5.2 se nachází mezi body E a F. Topná voda do něj vstupuje v bodě 9 a ohřívá se na parametry bodu 8.

Tab. 5.10 – Volené rozměry trubky OTV [14]

Vnější průměr trubky	D [m]	0,038
Tloušťka stěny trubky	t_{tr} [m]	0,0026
Výška žebra	h_z [m]	0,015
Tloušťka žebra	t_z [m]	0,0008
Počet žebírek na metr	n_z [m^{-1}]	210
Příčná rozteč	s_1 [m]	0,078
Podélná rozteč	s_2 [m]	0,117



Obr. 5.7 – Trubka OTV

$$\begin{aligned} \text{Vnitřní průměr trubky} \quad d &= D - 2 \cdot t_{tr} = 0,038 - 2 \cdot 0,0026 = 0,0328 \text{ m} \\ \text{Průměr přes žebra} \quad D_z &= D + 2 \cdot h_z = 0,038 + 2 \cdot 0,015 = 0,068 \text{ m} \\ \text{Rozteč žebírek} \quad s_z &= \frac{1}{n_z} = \frac{1}{210} = 0,0048 \text{ m} \\ \text{Vzdálenost mezi trubkami} \quad a &= s_1 - D - 2 \cdot h_z = 0,078 - 0,038 - 2 \cdot 0,015 = 0,010 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Úhlopříčná rozteč} \quad s' &= \sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + (s_2)^2} = \sqrt{\left(\frac{0,078}{2}\right)^2 + (0,117)^2} = 0,123 \text{ m} \\ \text{Poměrná příčná rozteč} \quad \sigma_1 &= \frac{s_1}{D} = \frac{0,078}{0,038} = 2,053 \text{ [16]} \\ \text{Poměrná úhlopříčná rozteč} \quad \sigma_2' &= \frac{s'}{D} = \frac{0,123}{0,038} = 3,246 \text{ [16]} \end{aligned}$$

Šířka a výška kanálu:

$$\begin{aligned} \check{s} &= 4,095 \text{ m (stejná jako u P2, P1, V a EKO)} \\ l &= 10,250 \text{ m (stejná jako u P2, P1, V a EKO)} \\ \check{s} : l &= 1 : 2,5 \end{aligned}$$

Počet trubek:

$$n_{tr} = \frac{\check{s}}{s_1} - 0,5 = \frac{4,095}{0,078} - 0,5 = 52$$

Počet hadů:

$$n_{had} = 3 \text{ (zvoleno)}$$

Střední hodnoty topné vody:

$$t_{TV}^{stř} = \frac{t_8 + t_9}{2} = \frac{85,0 + 60,0}{2} = 72,5 \text{ °C}$$

$$p_{TV}^{stř} = \frac{p_8 + p_9}{2} = \frac{3,00 + 5,00}{2} = 4,000 \text{ bar}$$

$$v_{TV}^{stř} = f(t_{TV}^{stř}; p_{TV}^{stř}) = 0,001024 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (pomocí programu X Steam)}$$

Skutečná rychlost topné vody:

$$w_{TV}^{SK} = \frac{\dot{M}_{TV} \cdot v_{TV}^{stř} \cdot 4}{n_{had} \cdot n_{tr} \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{145,000 \cdot 0,001024 \cdot 4}{3 \cdot 52 \cdot \pi \cdot 0,0328^2} = 1,13 \text{ m/s}$$

Skutečný objemový tok spalin:

$$t_{SP}^{stř} = \frac{t_E^{SK} + t_F}{2} = \frac{201,1 + 86,1}{2} = 143,6 \text{ °C}$$

$$\dot{V}_{SP}^{SK} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{t_{SP}^{stř} + 273,15}{273,15} = 99,28 \cdot \frac{143,6 + 273,15}{273,15} = 151,47 \text{ m}^3/\text{s}$$

Skutečná rychlost spalin:

$$w_{SP}^{SK} = \frac{\dot{V}_{SP}^{SK}}{l \cdot (\xi - D \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot n_z \cdot n_{tr})}$$

$$w_{SP}^{SK} = \frac{151,47}{10,250 \cdot (4,095 - 0,038 \cdot 52 - 2 \cdot 0,015 \cdot 0,0008 \cdot 210 \cdot 52)} = 7,96 \text{ m/s}$$

5.12.1 Součinitel prostupu tepla

Většina následujících parametrů a vztahů vychází z [16].

Součinitel přestupu tepla konvekci:

$C_z = 0,96$ (podle [16] pro vystřídané uspořádání trubek a $n_{rad} = 5$)

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,053 - 1}{3,246 - 1} = 0,469$$

$\lambda_{SP} = 0,03285 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ (podle [16] pro $t_{SP}^{stř}$ a x_{H_2O})

$\nu_{SP} = 2,60 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (podle [16] pro $t_{SP}^{stř}$ a x_{H_2O})

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_z \cdot \varphi_\sigma^{0,2} \cdot \frac{\lambda_{SP}}{s_z} \cdot \left(\frac{D}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_{SP}^{SK} \cdot s_z}{\nu_{SP}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 0,23 \cdot 0,96 \cdot 0,469^{0,2} \cdot \frac{0,03285}{0,0048} \cdot \left(\frac{0,038}{0,0048}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,015}{0,0048}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{7,96 \cdot 0,0048}{2,60 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65}$$

$$\alpha_k = 41,33 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější (spalinové) strany:

$$\frac{S_{\dot{z}}}{S} = \frac{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_{\dot{z}}}{D}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_{\dot{z}}}{D} - \frac{t_{\dot{z}}}{D}\right)} = \frac{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1}{\left(\frac{0,068}{0,038}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{0,0048}{0,038} - \frac{0,0008}{0,038}\right)} = 0,914$$

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_{\dot{z}}}{S} = 1 - 0,914 = 0,086$$

$$\varepsilon = 0,002 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)/W (zvoleno)}$$

$$\psi_{\dot{z}} = 0,85 \text{ (podle [16] pro žebra s kruhovým základem)}$$

$$\lambda_{\dot{z}} = 30 \text{ W/(m} \cdot \text{K) (podle [18] pro materiál žeber X12Cr13)}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{t_{\dot{z}} \cdot \lambda_{\dot{z}} \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,85 \cdot 41,33}{0,0008 \cdot 30 \cdot (1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 41,33)}} = 52,299 \text{ m}^{-1}$$

$$\beta \cdot h_{\dot{z}} = 52,299 \cdot 0,015 = 0,785$$

$$E = 0,80 \text{ (podle [16] pro žebra s kruhovým základem, } \frac{D_{\dot{z}}}{D} = \frac{0,068}{0,038} = 1,789 \text{ a } \beta \cdot h_{\dot{z}})$$

$$\mu = 1 \text{ (podle [16])}$$

$$\alpha_{1r} = \left(\frac{S_{\dot{z}}}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S}\right) \cdot \frac{\psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_{\dot{z}} \cdot \alpha_k}$$

$$\alpha_{1r} = (0,914 \cdot 0,80 \cdot 1 + 0,086) \cdot \frac{0,85 \cdot 41,33}{1 + 0,002 \cdot 0,85 \cdot 41,33} = 26,83 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

Součinitel prostupu tepla:

$$S_{1m} = \pi \cdot D + \frac{\pi \cdot (D_{\dot{z}}^2 - D^2)}{4} \cdot 2 \cdot n_{\dot{z}}$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 0,038 + \frac{\pi \cdot (0,068^2 - 0,038^2)}{4} \cdot 2 \cdot 210 = 1,168 \text{ m}^2/\text{m}$$

Jelikož je u ohříváků topné vody redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany mnohem větší než redukovaný součinitel přestupu tepla ze strany vnější ($\alpha_{2r} \gg \alpha_{1r}$), zlomek $\frac{1}{\alpha_{2r}} \rightarrow 0$ a α_{2r} se tedy zanedbává.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + \frac{1}{\alpha_{2r}} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1r}} + 0 \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} = \alpha_{1r} = 26,83 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

5.12.2 Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_F - t_9) - (t_E^{SK} - t_8)}{\ln\left(\frac{t_F - t_9}{t_E^{SK} - t_8}\right)} = \frac{(86,1 - 60,0) - (201,1 - 85,0)}{\ln\left(\frac{86,1 - 60,0}{201,1 - 85,0}\right)} = 60,2 \text{ K}$$

5.12.3 Teplosměnná plocha

$$S = \frac{\dot{Q}_{OTV}}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{15139,0 \cdot 1000}{26,83 \cdot 60,2} = 9368,355 \text{ m}^2$$

5.12.4 Skutečný předaný tepelný tok

Plocha řad:

$$S_{řad} = l \cdot S_{1m} \cdot n_{tr} \cdot n_{had} = 10,250 \cdot 1,168 \cdot 52 \cdot 3 = 1868,205 \text{ m}^2$$

Počet řad:

$$n_{řad} = \frac{S}{S_{řad}} = \frac{9368,355}{1868,205} = 5,01 \rightarrow 5$$

Skutečná plocha řad:

$$S_{řad}^{SK} = S_{řad} \cdot n_{řad} = 1868,205 \cdot 5 = 9341,025 \text{ m}^2$$

Skutečný předaný tepelný tok:

$$\dot{Q}_{OTV}^{SK} = k \cdot S_{řad}^{SK} \cdot \Delta t_{ln} = 26,83 \cdot 9341,025 \cdot 60,2 = 15\,094\,868 \text{ W} = 15094,9 \text{ kW}$$

Odchylka skutečného a navrhovaného předaného tepelného toku je v přípustných mezích (do 2 % navrhovaného předaného tepelného toku).

5.12.5 Skutečné parametry spalin

Skutečné parametry spalin v bodě F:

$$I_{SP \sim SK}^F = I_{SP \sim SK}^E - \frac{\dot{Q}_{OTV}^{SK}}{(1 - z_s) \cdot \dot{V}_{SP}} = 267,330 - \frac{15094,9}{\left(1 - \frac{0,311}{100}\right) \cdot 99,28} = 114,815 \text{ kJ/Nm}^3$$

$$t_F^{SK} = 86,8 \text{ °C (lineární interpolací z tab. 5.4)}$$

V tab. 5.11 a tab. 5.12 jsou uvedeny skutečné teploty vody a páry a také spalin.

Tab. 5.11 – Skutečné teploty vody a páry

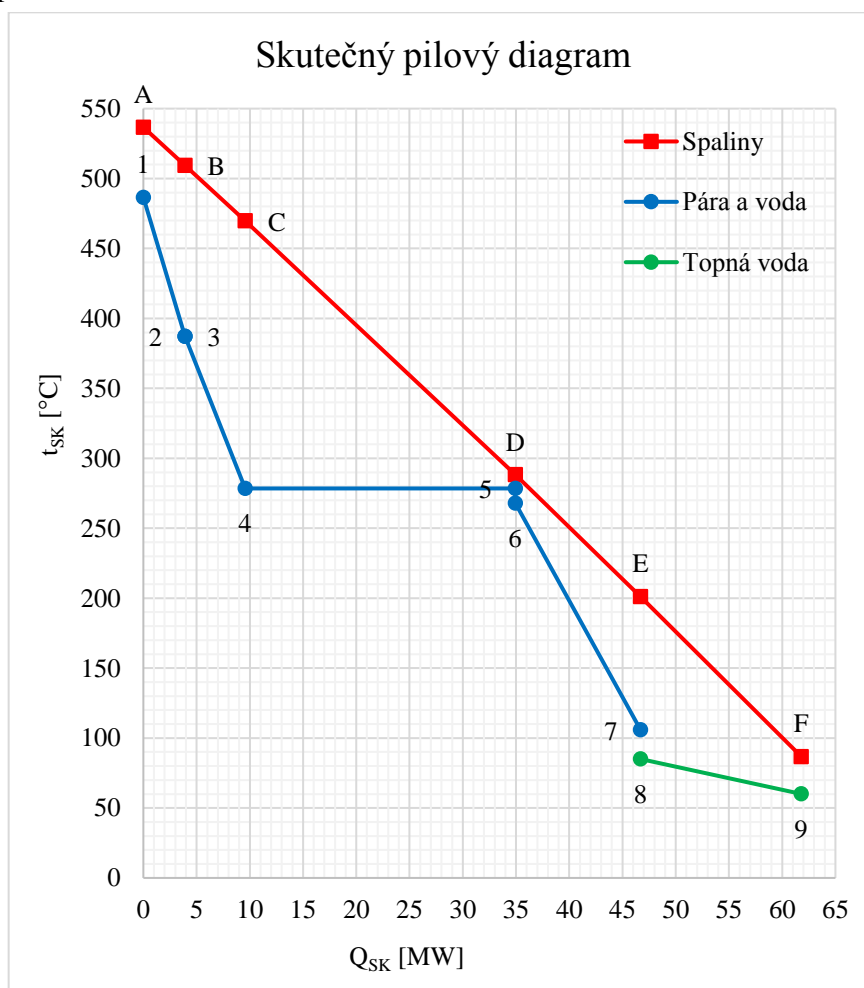
	t [°C]
1	486,6
2	387,3
3	387,3
4	278,4
5	278,4
6	268,0
7	105,9
8	85,0
9	60,0

Tab. 5.12 – Skutečné teploty spalin

	t [°C]
A	536,7
B	509,3
C	469,7
D	288,2
E	201,1
F	86,8

5.13 Skutečný pilový diagram

Obr. 5.8 znázorňuje skutečný pilový diagram, tedy závislost skutečné teploty na skutečném předaném tepelném toku.



Obr. 5.8 – Skutečný pilový diagram

6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET HRSG KOTLE

Části tlakového systému kotlů jsou za provozu mimo jiné namáhány velkým vnitřním přetlakem při poměrně vysokých teplotách, navíc jsou vystaveny účinkům eroze a koroze [19].

Pevnostní výpočet spalínového kotle je proveden podle normy ČSN EN 12952-3 [20] s pomocí [21]. V celé kapitole 6 je použito značení z [22]. Materiály trubek jsou voleny na základě kompromisu mezi kvalitou a cenou materiálu a následnou tloušťkou trubek.

6.1 Rovná trubka

Jako rovné trubky se počítají všechny teplosměnné plochy kotle, zavodňovací trubky výparníku a také převáděcí potrubí.

6.1.1 Teplosměnné plochy

Níže je uveden vzorový pevnostní výpočet rovné trubky přehříváku 2. Všechny trubky teplosměnných ploch jsou otápěné.

$$d_o = D = 0,038 \text{ m}$$

Za výpočtovou teplotu by se měla brát maximální teplota stěny trubky, pro zjednodušení se počítá s nejvyšší možnou teplotou plochy – teplotou spalin na vstupu do výměníku.

$$t_c = t_A = 536,7 \text{ °C}$$

$$p_c = p_7 \cdot (1 + 0,12) = 64,60 \cdot (1 + 0,12) = 72,352 \text{ bar} = 7,235 \text{ MPa}$$

Trubky přehříváku 2 budou vyrobeny z materiálu X10CrMoVNb9-1. Následující hodnoty meze kluzu a mezí pevnosti tohoto materiálu jsou uvedeny při teplotě místnosti a při výpočtové teplotě.

$$R_{m20} = 630,00 \text{ MPa (podle [14])}$$

$$R_{p0,2 t_c} = 277,98 \text{ MPa (lineární interpolací z [14])}$$

$$R_{mT t_c} = 176,94 \text{ MPa (lineární interpolací z [14] pro životnost kotle 200 000 h)}$$

Požadovaná tloušťka rovné trubky bez přídavek:

$$f_s = \min \left\{ \frac{R_{m20}}{2,4}; \frac{R_{p0,2 t_c}}{1,5}; \frac{R_{mT t_c}}{1,25} \right\}$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{630,00}{2,4}; \frac{277,98}{1,5}; \frac{176,94}{1,25} \right\} = \min\{262,500; 185,320; 141,552\} = 141,552 \text{ MPa}$$

$$v = 1$$

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot d_o}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v + 2 \cdot p_c} = \frac{7,235 \cdot 0,038 \cdot 1000}{(2 \cdot 141,552 - 7,235) \cdot 1 + 2 \cdot 7,235} = 0,947 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny rovné trubky s přídávky:

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot t_{tr}; 0,4\}$$

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot 0,0036 \cdot 1000; 0,4\} = \max\{0,450; 0,4\} = 0,450 \text{ mm (podle [14])}$$

$$c_2 = 2,000 \text{ mm (zvoleno)}$$

$$e_t = e_{ct} + c_1 + c_2 = 0,947 + 0,450 + 2,000 = 3,397 \text{ mm} < t_{tr} = 3,600 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny s přídávky se zaokrouhlí na nejbližší vyšší vyráběnou tloušťku, tomu odpovídá zvolená tloušťka stěny trubky přehříváku 2 [19].

V tab. 6.1 jsou shrnuty důležité parametry pevnostního výpočtu rovných trubek všech teplosměnných ploch.

Tab. 6.1 – Pevnostní výpočet teplosměnných ploch (rovné trubky)

	P2	P1	V	EKO	OTV
t_c [°C]	536,7	509,3	469,7	288,2	201,1
p_c [MPa]	7,235	7,235	7,235	7,235	0,550
materiál	X10CrMoVNb9-1	X10CrMoVNb9-1	16Mo3	P235GH	P235GH
f_s [MPa]	141,552	182,628	98,950	90,836	113,035
ν [–]	1	1	1	1	1
e_{ct} [mm]	0,947	0,738	1,340	1,455	0,092
c_1 [mm]	0,450	0,400	0,500	0,500	0,400
c_2 [mm]	2,000	2,000	2,000	2,000	2,000
e_t [mm]	3,397	3,138	3,840	3,955	2,492
t_{tr} [mm]	3,600	3,200	4,000	4,000	2,600

6.1.2 Zavodňovací trubky výparníku

Zavodňovací trubky jsou otápěné.

$$d_o = D = 0,0603 \text{ m (zvoleno)}$$

$$t_{tr} = 0,0045 \text{ m (zvoleno)}$$

$$n_{tr} = 6 \text{ (zvoleno)}$$

Za výpočtovou teplotu by se měla brát maximální teplota stěny trubky, pro zjednodušení se počítá s teplotou spalin na výstupu z výparníku.

$$t_c = t_D^{SK} = 288,2 \text{ °C}$$

$$p_c = p_7 \cdot (1 + 0,12) = 64,60 \cdot (1 + 0,12) = 72,352 \text{ bar} = 7,235 \text{ MPa}$$

Trubky budou vyrobeny z materiálu 16Mo3. Následující hodnoty meze kluzu a meze pevnosti tohoto materiálu jsou uvedeny při teplotě místnosti a při výpočtové teplotě.

$$R_{m20} = 450,00 \text{ MPa (podle [14])}$$

$$R_{p0,2 t_c} = 180,56 \text{ MPa (lineární interpolací z [14])}$$

$$R_{mT t_c} = 300,00 \text{ MPa (odhadem z [14] pro životnost kotle 200 000 h)}$$

Požadovaná tloušťka rovné trubky bez přídavek:

$$f_s = \min \left\{ \frac{R_{m20}}{2,4}; \frac{R_{p0,2 t_c}}{1,5}; \frac{R_{mT t_c}}{1,25} \right\}$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{450,00}{2,4}; \frac{180,56}{1,5}; \frac{300,00}{1,25} \right\} = \min\{187,500; 120,376; 240,000\} = 120,376 \text{ MPa}$$

$$\nu = 1$$

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot d_o}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot \nu + 2 \cdot p_c} = \frac{7,235 \cdot 0,0603 \cdot 1000}{(2 \cdot 120,376 - 7,235) \cdot 1 + 2 \cdot 7,235} = 1,759 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny rovné trubky s přídávky:

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot t_{tr}; 0,4\}$$

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot 0,0045 \cdot 1000; 0,4\} = \max\{0,563; 0,4\} = 0,563 \text{ mm (podle [14])}$$

$$c_2 = 2,000 \text{ mm (zvoleno)}$$

$$e_t = e_{ct} + c_1 + c_2 = 1,759 + 0,563 + 2,000 = 4,322 \text{ mm} < t_{tr} = 4,500 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny s přídávky se zaokrouhlí na nejbližší vyšší vyráběnou tloušťku, tomu odpovídá zvolená tloušťka stěny zavodňovacích trubek [19].

6.1.3 Převáděcí trubky výparníku

Převáděcí trubky jsou neotápěné.

$$d_o = D = 0,0889 \text{ m (zvoleno)}$$

$$t_{tr} = 0,0045 \text{ m (zvoleno)}$$

$$n_{tr} = 6 \text{ (zvoleno)}$$

Za výpočtovou teplotu by se měla brát maximální teplota stěny trubky, pro zjednodušení se počítá s teplotou syté páry při daném tlaku v bubnu.

$$t_c = t_4 = 278,4 \text{ °C}$$

$$p_c = p_7 \cdot (1 + 0,12) = 64,60 \cdot (1 + 0,12) = 72,352 \text{ bar} = 7,235 \text{ MPa}$$

Trubky budou vyrobeny z materiálu 16Mo3. Následující hodnoty meze kluzu a mezi pevnosti tohoto materiálu jsou uvedeny při teplotě místnosti a při výpočtové teplotě.

$$R_{m20} = 450,00 \text{ MPa (podle [14])}$$

$$R_{p0,2 t_c} = 186,84 \text{ MPa (lineární interpolací z [14])}$$

$$R_{mT t_c} = 300,00 \text{ MPa (odhadem z [14] pro životnost kotle 200 000 h)}$$

Požadovaná tloušťka rovné trubky bez přídavek:

$$f_s = \min \left\{ \frac{R_{m20}}{2,4}; \frac{R_{p0,2} t_c}{1,5}; \frac{R_{mT} t_c}{1,25} \right\}$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{450,00}{2,4}; \frac{186,84}{1,5}; \frac{300,00}{1,25} \right\} = \min \{187,500; 124,563; 240,000\} = 124,563 \text{ MPa}$$

$$\nu = 1$$

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot d_o}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot \nu + 2 \cdot p_c} = \frac{7,235 \cdot 0,0889 \cdot 1000}{(2 \cdot 124,563 - 7,235) \cdot 1 + 2 \cdot 7,235} = 2,509 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny rovné trubky s přídávky:

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot t_{tr}; 0,4\}$$

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot 0,0045 \cdot 1000; 0,4\} = \max\{0,563; 0,4\} = 0,563 \text{ mm (podle [14])}$$

$$c_2 = 1,000 \text{ mm (zvoleno)}$$

$$e_t = e_{ct} + c_1 + c_2 = 2,509 + 0,563 + 1,000 = 4,071 \text{ mm} < t_{tr} = 4,500 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny s přídávky se zaokrouhlí na nejbližší vyšší vyráběnou tloušťku, tomu odpovídá zvolená tloušťka stěny převáděcích trubek [19].

6.1.4 Převáděcí potrubí

Pevnostní výpočet rovné trubky převáděcího potrubí je proveden na příkladu potrubí vedoucího z ekonomizéru do bubnu kotle. Převáděcí potrubí jsou neotápěná.

$$d_o = D = 0,0445 \text{ m (zvoleno)}$$

$$t_{tr} = 0,0032 \text{ m (zvoleno)}$$

$$n_{tr} = 10 \text{ (zvoleno)}$$

Za výpočtovou teplotu by se měla brát maximální teplota stěny trubky, pro zjednodušení se počítá s teplotou média na vstupu/výstupu z výměníku.

$$t_c = t_6^{SK} = 268,0 \text{ °C}$$

$$p_c = p_7 \cdot (1 + 0,12) = 64,60 \cdot (1 + 0,12) = 72,352 \text{ bar} = 7,235 \text{ MPa}$$

Trubky převáděcího potrubí mezi ekonomizérem a bubnem budou vyrobeny z materiálu P235GH. Následující hodnoty meze kluzu a meze pevnosti tohoto materiálu jsou uvedeny při teplotě místnosti a při výpočtové teplotě.

$$R_{m20} = 360,00 \text{ MPa (podle [14])}$$

$$R_{p0,2} t_c = 143,52 \text{ MPa (lineární interpolací z [14])}$$

$$R_{mT} t_c = 260,00 \text{ MPa (odhadem z [14] pro životnost kotle 200 000 h)}$$

Požadovaná tloušťka rovné trubky bez přídavek:

$$f_s = \min \left\{ \frac{R_{m20}}{2,4}; \frac{R_{p0,2} t_c}{1,5}; \frac{R_{mT} t_c}{1,25} \right\}$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{360,00}{2,4}; \frac{143,52}{1,5}; \frac{260,00}{1,25} \right\} = \min\{150,000; 95,682; 208,000\} = 95,682 \text{ MPa}$$

$$\nu = 1$$

$$e_{ct} = \frac{p_c \cdot d_o}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot \nu + 2 \cdot p_c} = \frac{7,235 \cdot 0,0445 \cdot 1000}{(2 \cdot 95,682 - 7,235) \cdot 1 + 2 \cdot 7,235} = 1,621 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny rovné trubky s přídávky:

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot t_{tr}; 0,4\}$$

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot 0,0032 \cdot 1000; 0,4\} = \max\{0,400; 0,4\} = 0,400 \text{ mm (podle [14])}$$

$$c_2 = 1,000 \text{ mm (zvoleno)}$$

$$e_t = e_{ct} + c_1 + c_2 = 1,621 + 0,400 + 1,000 = 3,021 \text{ mm} < t_{tr} = 3,200 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny s přídávky se zaokrouhlí na nejbližší vyšší vyráběnou tloušťku, tomu odpovídá zvolená tloušťka stěny trubky převáděcího potrubí z ekonomizéru do bubnu [19].

V tab. 6.2 a tab. 6.3 jsou shrnuty rozměry a důležité parametry pevnostního výpočtu rovných trubek všech převáděcích potrubí.

Tab. 6.2 – Pevnostní výpočet převáděcích potrubí (rovné trubky) – 1. část

	Vstup OTV	Výstup OTV	Vstup EKO	EKO → buben
D [m]	0,1143	0,1143	0,040	0,0445
t_{tr} [m]	0,0036	0,0036	0,0026	0,0032
n_{tr} [–]	10	10	10	10
t_c [°C]	60,0	85,0	105,9	268,0
p_c [MPa]	0,550	0,550	7,235	7,235
materiál	P235GH	P235GH	P235GH	P235GH
f_s [MPa]	144,321	136,625	131,142	95,682
ν [–]	1	1	1	1
e_{ct} [mm]	0,217	0,230	1,074	1,621
c_1 [mm]	0,450	0,450	0,400	0,400
c_2 [mm]	1,000	1,000	1,000	1,000
e_t [mm]	1,667	1,680	2,474	3,021

Tab. 6.3 – Pevnostní výpočet převáděcích potrubí (rovné trubky) – 2. část

	Buben → P1	P1 → P2	Výstup P2
D [m]	0,0635	0,0761	0,0761
t_{tr} [m]	0,0032	0,004	0,0029
n_{tr} [–]	10	10	10
t_c [°C]	278,4	387,3	486,6
p_c [MPa]	7,235	7,235	7,235
materiál	16Mo3	13CrMo4-5	X10CrMoVNb9-1
f_s [MPa]	124,563	117,358	203,576
ν [–]	1	1	1
e_{ct} [mm]	1,792	2,276	1,329
c_1 [mm]	0,400	0,500	0,400
c_2 [mm]	1,000	1,000	1,000
e_t [mm]	3,192	3,776	2,729

6.2 Komora

Po dohodě s vedoucím diplomové práce se kvůli složitosti návrhu vůbec neprojektují komory výparníku a řeší se pouze komory ostatních teplosměnných ploch. Vzorový pevnostní výpočet je proveden na vstupní komoře ekonomizéru. Všechny komory jsou neotápěné.

$$d_{os} = D = 0,127 \text{ m (zvoleno)}$$

$$e_s = t_{tr} = 0,0088 \text{ m (zvoleno)}$$

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot t_{tr}; 0,4\}$$

$$c_1 = \max\{0,125 \cdot 0,0088 \cdot 1000; 0,4\} = \max\{1,100; 0,4\} = 1,100 \text{ mm (podle [14])}$$

$$c_2 = 1,000 \text{ mm (zvoleno)}$$

$$e_{rs} = e_s - c_1 - c_2 = 0,0088 \cdot 1000 - 1,100 - 1,000 = 6,700 \text{ mm}$$

$$d_{is} = d_{os} - 2 \cdot e_{rs} = 0,127 \cdot 1000 - 2 \cdot 6,700 = 113,600 \text{ mm}$$

Za výpočtovou teplotu by se měla brát maximální teplota stěny komory, pro zjednodušení se počítá s teplotou média na vstupu/výstupu z výměníku.

$$t_c = t_7 = 105,9 \text{ °C}$$

$$p_c = p_7 \cdot (1 + 0,12) = 64,60 \cdot (1 + 0,12) = 72,352 \text{ bar} = 7,235 \text{ MPa}$$

Vstupní komora ekonomizéru bude vyrobena z materiálu P235GH. Následující hodnoty meze kluzu a meze pevnosti tohoto materiálu jsou uvedeny při teplotě místnosti a při výpočtové teplotě.

$$R_{m20} = 360,00 \text{ MPa (podle [14])}$$

$$R_{p0,2 t_c} = 196,71 \text{ MPa (lineární interpolací z [14])}$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{R_{m20}}{2,4}; \frac{R_{p0,2} t_c}{1,5} \right\}$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{360,00}{2,4}; \frac{196,71}{1,5} \right\} = \min\{150,000; 131,142\} = 131,142 \text{ MPa}$$

Další parametry vychází z vnějšího průměru a příčné rozteče trubek ekonomizéru.

$$d_{ob} = D = 0,038 \text{ m}$$

$$P_0 = s_1 = 0,078 \text{ m}$$

Požadovaná tloušťka stěny komory bez přídavek:

$$v_m = \frac{P_0 - d_{ob}}{P_0} = \frac{0,078 - 0,038}{0,078} = 0,513$$

$$e_{cs} = \frac{p_c \cdot d_{is}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v_m} = \frac{7,235 \cdot 113,600}{(2 \cdot 131,142 - 7,235) \cdot 0,513} = 6,284 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny komory s přídávky:

$$e_{s'} = e_{cs} + c_1 + c_2 = 6,284 + 1,100 + 1,000 = 8,384 \text{ mm} < t_{tr} = 8,800 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny s přídávky se zaokrouhlí na nejbližší vyšší vyráběnou tloušťku, tomu odpovídá zvolená tloušťka stěny vstupní komory ekonomizéru [19].

V tab. 6.4 a tab. 6.5 jsou shrnuty rozměry a důležité parametry pevnostního výpočtu komor.

Tab. 6.4 – Pevnostní výpočet komor – 1. část

	Vstup OTV	Výstup OTV	Vstup EKO	Výstup EKO
D [m]	0,3239	0,3239	0,127	0,1413
t_{tr} [m]	0,0071	0,0071	0,0088	0,0125
t_c [°C]	60,0	85,0	105,9	268,0
p_c [MPa]	0,550	0,550	7,235	7,235
materiál	P235GH	P235GH	P235GH	P235GH
f_s [MPa]	144,321	136,625	131,142	95,682
v_m [–]	0,513	0,513	0,513	0,513
e_{cs} [mm]	1,171	1,237	6,284	9,304
c_1 [mm]	1,420	1,420	1,100	1,563
c_2 [mm]	1,000	1,000	1,000	1,000
$e_{s'}$ [mm]	3,591	3,657	8,384	11,867

Tab. 6.5 – Pevnostní výpočet komor – 2. část

	Vstup P1	Výstup P1	Vstup P2	Výstup P2
D [m]	0,1937	0,2191	0,2191	0,2445
t_{tr} [m]	0,0125	0,0088	0,0088	0,011
t_c [°C]	278,4	387,3	387,3	486,6
p_c [MPa]	7,235	7,235	7,235	7,235
materiál	13CrMo4-5	X10CrMoVNb9-1	X10CrMoVNb9-1	X10CrMoVNb9-1
f_s [MPa]	140,691	228,364	228,364	203,576
ν_m [–]	0,513	0,513	0,513	0,513
e_{cs} [mm]	8,946	6,456	6,456	8,037
c_1 [mm]	1,563	1,100	1,100	1,650
c_2 [mm]	1,000	1,000	1,000	1,000
$e_{s'}$ [mm]	11,508	8,556	8,556	10,687

6.2.1 Buben

Buben je neotápěnou plochou. Jeho rozměry jsou uvedeny níže.

$$d_{os} = D_b = 1,400 \text{ m (zvoleno)}$$

$$e_s = t_b = 0,048 \text{ m (zvoleno podle [23])}$$

$$d_b = D_b - 2 \cdot t_b = 1,400 - 2 \cdot 0,048 = 1,304 \text{ m}$$

$$l_b = \check{s} = 4,095 \text{ m}$$

Zatížení bubnu:

Výpočet je proveden podle firemní literatury První brněnské strojírný, a. s.

$$p_b = p_4 = p_5 = 62,60 \text{ bar} = 6,26 \text{ MPa}$$

$$V_b^{1/2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot d_b^2}{4} \cdot l_b = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi \cdot 1,304^2}{4} \cdot 4,095 = 2,734 \text{ m}^3$$

$$z = \frac{\dot{M}_p}{V_b^{1/2}} = \frac{15,777}{2,734} = 5,77 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^3)$$

$$z_b = 6,59 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^3) \text{ (lineární interpolací z firemní literatury pro } p_b)$$

$$z_{mez} = 7,68 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^3) \text{ (lineární interpolací z firemní literatury pro } p_b)$$

$$c_1 = 0,900 \text{ mm (podle [24])}$$

$$c_2 = 1,000 \text{ mm (zvoleno)}$$

$$e_{rs} = e_s - c_1 - c_2 = 0,048 \cdot 1000 - 0,900 - 1,000 = 46,100 \text{ mm}$$

$$d_{is} = d_{os} - 2 \cdot e_{rs} = 1,400 \cdot 1000 - 2 \cdot 46,100 = 1307,800 \text{ mm}$$

Za výpočtovou teplotu by se měla brát maximální teplota stěny bubnu, pro zjednodušení se počítá s teplotou média uvnitř bubnu.

$$t_c = t_4 = t_5 = 278,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_c = p_7 \cdot (1 + 0,12) = 64,60 \cdot (1 + 0,12) = 72,352 \text{ bar} = 7,235 \text{ MPa}$$

Buben bude vyroben z materiálu 16Mo3. Následující hodnoty meze kluzu a meze pevnosti tohoto materiálu jsou uvedeny při teplotě místnosti a při výpočtové teplotě.

$$R_{m20} = 440,00 \text{ MPa (podle [25])}$$

$$R_{p0,2 t_c} = 191,22 \text{ MPa (lineární interpolací z [25])}$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{R_{m20}}{2,4}; \frac{R_{p0,2 t_c}}{1,5} \right\}$$

$$f_s = \min \left\{ \frac{440,00}{2,4}; \frac{191,22}{1,5} \right\} = \min \{183,333; 127,480\} = 127,480 \text{ MPa}$$

Další parametry vychází z vnějšího průměru a počtu převáděcích trubek výparníku.

$$d_{ob} = D = 0,0889 \text{ m}$$

$$n_{tr} = 6$$

$$P_0 = \frac{l_b}{(n_{tr} + 1)} = \frac{4,095}{(6 + 1)} = 0,585 \text{ m}$$

Požadovaná tloušťka stěny bubnu bez přídavek:

$$v_m = \frac{P_0 - d_{ob}}{P_0} = \frac{0,585 - 0,0889}{0,585} = 0,848$$

$$e_{cs} = \frac{p_c \cdot d_{is}}{(2 \cdot f_s - p_c) \cdot v_m} = \frac{7,235 \cdot 1307,800}{(2 \cdot 127,480 - 7,235) \cdot 0,848} = 45,041 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny bubnu s přídávky:

$$e_{s'} = e_{cs} + c_1 + c_2 = 45,041 + 0,900 + 1,000 = 46,941 \text{ mm} < t_b = 48,000 \text{ mm}$$

Požadovaná tloušťka stěny s přídávky se zaokrouhlí na nejbližší vyšší vyráběnou tloušťku, tomu odpovídá zvolená tloušťka stěny bubnu [19].

V příloze IV (datasheet) jsou shrnuty všechny výše vypočtené a navrhnuté parametry jednotlivých teplosměnných ploch kotle včetně příslušných komor a převáděcích potrubí. Příloha V potom obsahuje schématický náčrt projektovaného HRSG kotle.

7 NENÁVRHOVÉ STAVY

Nový teplárenský zdroj je projektován pro teplotu okolí 15 °C. S měnící se teplotou okolí se však mění výkon spalovací turbíny, parní výkon kotle i výkon parní turbíny. Kvůli posouzení chování paroplynového cyklu při jiných podmínkách, než je návrhový stav, se zjišťují parametry zdroje také pro jiné teploty okolí. Pro samotný HRSG kotel to znamená, že pro známé velikosti výhřevných ploch se zjišťuje průběh výstupních parametrů [19].

Ve spolupráci s vedoucím diplomové práce byla v programu EBSILON vytvořena schémata PPC pro nenávrhové stavy o teplotě okolí 21 °C, 10 °C a také pro 5 °C, 0 °C a -5 °C. Při jejich tvorbě byly využity závislosti hlavních parametrů spalovací turbíny Siemens SGT-600 na teplotě okolí (příloha I.b, [12]).

7.1 Varianta pro teplotu okolí 21 °C

První nenávrhový stav vznikl pro teplotu okolí 21 °C. Plynová turbína má tepelný příkon v plynu 70,4 MW_t a elektrický výkon do sítě 23,6 MW_e. Při maximálním tepelném výkonu do sítě (příloha VI.a) je pro přitápění před spalínovým kotlem potřeba 23,5 MW_t příkonu v plynu. Kotel potom vyrobí 55,9 t/h páry o teplotě 486,7 °C a tlaku 62,5 bar. Parní turbína dodává do sítě elektrický výkon 6,2 MW_e, vlastní spotřeba bloku je cca 1,2 MW_e a elektrická účinnost 30,5 %. Parní síť je zásobována parou o teplotě 220 °C, tlaku 9 bar a množství 51,9 t/h, což je tepelný výkon 30,8 MW_t. OTV ohřívá 522 t/h topné vody z 60 °C na 85 °C a dodává do horkovodu tepelný výkon 15,2 MW_t. Tepelná účinnost je potom 49,0 % a celková účinnost paroplynového cyklu 79,4 %.

Tab. 7.1 – Varianta pro teplotu okolí 21 °C

	Tepelný výkon do sítě	Maximální	Minimální
Tepelný příkon v plynu [MW_t]	Spalovací turbína	70,4	
	Přítápění před kotlem	23,5	0,0
	Celkem	93,9	70,4
Elektrický výkon [MW_e]	Spalovací turbína	23,6	
	Parní turbína	6,2	4,2
	Celkem	29,8	27,8
	Vlastní spotřeba	1,2	0,5
	Čistý výkon	28,6	27,3
Tepelný výkon [MW_t]	Parní síť	30,8	20,5
	Horkovodní síť	15,2	9,4
	Celkem	46,0	29,9
Účinnost [%]	Elektrická	30,5	38,8
	Tepelná	49,0	42,5
	Celková	79,4	81,3

Při minimálním tepelném výkonu do sítě (bez přitápění – příloha VI.b) kotel na odpadní teplo produkuje 36,9 t/h páry o teplotě 498,6 °C a tlaku 62,5 bar (pro snížení teploty páry se dá využít vstřík napájecí vody mezi stupni přehříváku). Pára po expanzi na parní turbíně, která dodává do sítě elektrický výkon 4,2 MW_e, pokračuje do parovodu a její parametry jsou 220 °C,

9 bar a 34,5 t/h, tedy tepelný výkon 20,5 MW_t. Vlastní spotřeba bloku je asi 0,5 MW_e a elektrická účinnost 38,8 %. OTV při spádu 85 °C/60 °C zásobuje horkovodní síť tepelným výkonem 9,4 MW_t prostřednictvím 324 t/h topné vody. Tepelná účinnost činí 42,5 % a celková účinnost bloku je potom 81,3 %. V tab. 7.1 jsou shrnuty parametry PPC pro maximální i minimální tepelný výkon do sítě při teplotě okolí 21 °C.

7.2 Varianta pro teplotu okolí 10 °C

Druhý návrh byl vytvořen pro teplotu okolí 10 °C. Potřebný příkon spalovací turbíny v plynu je 75,3 MW_t, potom turbína produkuje 25,6 MW_e. Při maximálním tepelném výkonu do sítě (příloha VI.c) je pro mřížový hořák nutný tepelný příkon v plynu 24,5 MW_t. Vyrobená pára o parametrech 487,2 °C, 62,5 bar a 58,3 t/h jde na parní turbínu, která dodává do sítě elektrický výkon 6,5 MW_e. Vlastní spotřeba bloku činí asi 1,2 MW_e, elektrická účinnost je 31,0 %. Parovod je zásobován tepelným výkonem 32,2 MW_t prostřednictvím 54,2 t/h páry o teplotě 220 °C a tlaku 9 bar. Topná voda je při spádu 85 °C/60 °C dodávána do horkovodní sítě (vyšší teplota se získá využitím špičkového ohříváku), 522 t/h topné vody odpovídá tepelnému výkonu 15,2 MW_t. Tepelná účinnost je 47,5 %, celková účinnost PPC potom činí 78,5 %.

Bez přitápění před HRSG kotlem (minimální tepelný výkon do sítě – příloha VI.d) se vyrobí 38,2 t/h páry o teplotě 490,9 °C a tlaku 62,5 bar (pro ochlazení páry se použije vstřík napájecí vody). Parní turbína dodává do sítě elektrický výkon 4,3 MW_e, vlastní spotřeba PPC činí cca 0,5 MW_e. Pára o teplotě 220 °C a tlaku 9 bar zásobuje parní síť tepelným výkonem 21,1 MW_t, tomu odpovídá 35,6 t/h páry. OTV ohřívá 342 t/h topné vody z 60 °C na 85 °C (použitím ŠO až na 115 °C) a do horkovodu dodává tepelný výkon přibližně 10 MW_t. Elektrická účinnost bloku je 39,0 %, tepelná účinnost činí 41,3 % a celková účinnost je pak 80,3 %. Tab. 7.2 uvádí hlavní parametry nenávrhového stavu s teplotou okolí 10 °C pro maximální i minimální tepelný výkon do sítě.

Tab. 7.2 – Varianta pro teplotu okolí 10 °C

	Tepelný výkon do sítě	Maximální	Minimální
Tepelný příkon v plynu [MW _t]	Spalovací turbína	75,3	
	Přítápění před kotlem	24,5	0,0
	Celkem	99,8	75,3
Elektrický výkon [MW _e]	Spalovací turbína	25,6	
	Parní turbína	6,5	4,3
	Celkem	32,1	29,9
	Vlastní spotřeba	1,2	0,5
	Čistý výkon	30,9	29,4
Tepelný výkon [MW _t]	Parní síť	32,2	21,1
	Horkovodní síť	15,2	10,0
	Celkem	47,4	31,1
Účinnost [%]	Elektrická	31,0	39,0
	Tepelná	47,5	41,3
	Celková	78,5	80,3

7.3 Srovnání s návrhovou teplotou okolí 15 °C

Podle průměrných venkovních teplot získaných z dat poskytnutých TOL bude nový zdroj pracovat v květnu a září podle základního návrhu (teplota okolí 15 °C). V červnu, červenci a srpnu bude paroplynový cyklus fungovat v nenávrhovém stavu při průměrné teplotě okolí asi 21 °C. Naopak pro břez, duben a říjen je vyhrazena varianta s teplotou okolí 10 °C.

V tab. 7.3 je vidět srovnání parametrů návrhového a nenávrhových stavů nového zdroje, mimo jiné je patrné, že s klesající teplotou okolí roste výkon spalovací turbíny.

Tab. 7.3 – Srovnání návrhového a nenávrhových stavů

	Teplota okolí	21 °C	15 °C	10 °C
	Tepelný výkon do sítě	Maximální	Maximální	Maximální
Tepelný příkon v plynu [MW _t]	Spalovací turbína	70,4	73,6	75,3
	Přítápění před kotlem	23,5	23,5	24,5
	Celkem	93,9	97,1	99,8
Elektrický výkon [MW _e]	Spalovací turbína	23,6	24,9	25,6
	Parní turbína	6,2	6,3	6,5
	Celkem	29,8	31,2	32,1
	Vlastní spotřeba	1,2	1,2	1,2
	Čistý výkon	28,6	30,0	30,9
Tepelný výkon [MW _t]	Parní síť	30,8	31,4	32,2
	Horkovodní síť	15,2	15,2	15,2
	Celkem	46,0	46,6	47,4
Účinnost [%]	Elektrická	30,5	30,9	31,0
	Tepelná	49,0	48,0	47,5
	Celková	79,4	78,9	78,5

7.4 Varianty pro teplotu okolí 5 °C, 0 °C a -5 °C

Nenávrhové stavy pro další teploty okolí jsou uváděny pouze při maximálním tepelném výkonu do sítě. Pro zvýšení teploty topné vody z 85 °C až na 115 °C se využije špičkový ohřívák.

Při teplotě okolí 5 °C bude nový zdroj fungovat v listopadu a prosinci. Potřebný tepelný příkon v plynu pro spalovací turbínu je 78,1 MW_t, mřížový hořák spotřebuje 21,9 MW_t. Spalinový kotel produkuje přibližně 57 t/h páry o teplotě 486,6 °C a tlaku 62,5 bar. Plynová turbína dodává do sítě elektrický výkon 26,8 MW_e, parní turbína 6,3 MW_e a při vlastní spotřebě cyklu 1,2 MW_e je elektrická účinnost 31,9 %. Parní síť je zásobována 52,9 t/h páry o teplotě 220 °C a tlaku 9 bar, což je tepelný výkon 31,4 MW_t. V OTV je ohříváno 513 t/h topné vody z 60 °C na 85 °C a do horkovodu je dodáván tepelný výkon cca 15 MW_t. Tepelná účinnost PPC je 46,4 %, celková potom 78,3 %.

V únoru bude paroplynový cyklus pracovat podle varianty s teplotou okolí 0 °C. Pro plynovou turbínu je potřeba 79,6 MW_t příkonu v plynu a vyrobí 27,5 MW_e elektrického výkonu. Přítápěním se spotřebuje 20,4 MW_t. Spalinový kotle potom generuje 55,7 t/h páry o teplotě 486,7 °C a tlaku 62,5 bar. Parní turbína dodává do sítě elektrický výkon 6,2 MW_e,

vlastní spotřeba bloku činí 1,2 MW_e a elektrická účinnost je 32,5 %. Parní síť je zásobována tepelným výkonem 30,7 MW_t prostřednictvím 51,8 t/h páry o teplotě 220 °C a tlaku 9 bar. Do horkovodu putuje asi 500 t/h topné vody o tepelném výkonu 14,6 MW_t, dochází k jejímu ohřátí z 60 °C na 85 °C. Tepelná účinnost nového zařízení činí 45,3 %, celková je potom 77,8 %.

Na leden je vyhrazen provoz s teplotou okolí -5 °C. Spalovací turbína spotřebuje 81,1 MW_t příkonu v plynu, do sítě dodává elektrický výkon 28,2 MW_e. Pro přitápění před HRSG kotlem je potřeba 18,9 MW_t příkonu v plynu a vyrobí se 54,5 t/h páry o teplotě 486,8 °C a tlaku 62,5 bar. Parní turbína zásobuje síť elektrickým výkonem asi 6 MW_e, vlastní spotřeba bloku je 1,2 MW_e a elektrická účinnost činí 33,0 %. Do parovodu je dodáváno 50,6 t/h páry o teplotě 220 °C a tlaku 9 bar, což představuje tepelný výkon 30,1 MW_t. Při spádu 85 °C/60 °C je prostřednictvím 487,8 t/h topné vody zásobována horkovodní síť tepelným výkonem 14,2 MW_t. Tepelná účinnost cyklu je 44,3 %, celková účinnost pak 77,3 %.

V tab. 7.4 jsou uvedeny důležité parametry PPC při nenávrhových stavech s teplotami okolí 5 °C, 0 °C a -5 °C.

Tab. 7.4 – Varianty pro teplotu okolí 5 °C, 0 °C a -5 °C

	Teplota okolí	5 °C	0 °C	-5 °C
	Tepelný výkon do sítě	Maximální	Maximální	Maximální
Tepelný příkon v plynu [MW_t]	Spalovací turbína	78,1	79,6	81,1
	Přítápění před kotlem	21,9	20,4	18,9
	Celkem	100,0	100,0	100,0
Elektrický výkon [MW_e]	Spalovací turbína	26,8	27,5	28,2
	Parní turbína	6,3	6,2	6,0
	Celkem	33,1	33,7	34,2
	Vlastní spotřeba	1,2	1,2	1,2
	Čistý výkon	31,9	32,5	33,0
Tepelný výkon [MW_t]	Parní síť	31,4	30,7	30,1
	Horkovodní síť	15,0	14,6	14,2
	Celkem	46,4	45,3	44,3
Účinnost [%]	Elektrická	31,9	32,5	33,0
	Tepelná	46,4	45,3	44,3
	Celková	78,3	77,8	77,3

8 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo posoudit možnost uplatnění paroplynového cyklu v podmínkách městské teplárny a následně navrhnout takový cyklus pro konkrétní soustavu CZT.

Na začátku práce byl vymezen pojem kotel na odpadní teplo, byl objasněn princip výroby páry nebo horké vody z odpadních plynů a také bylo vysvětleno, kde se tento kotel používá. Dále zde bylo uvedeno rozdělení kotlů do skupin podle určitých kritérií a výhody a nevýhody jednotlivých variant. V neposlední řadě byly zmíněny doporučené rozsahy hodnot volných parametrů důležité pro vlastní návrh spalínového kotle. Z důvodu lepšího přestupu tepla se často u tohoto typu kotlů využívají žebrované trubky. Před HRSG kotlem může být umístěn doplňkový mřížový hořák (přítápění), tím je do kotle dodáváno více energie a mimo jiné se zvýší množství vyrobené páry. Nejčastější aplikací kotlů na odpadní teplo je paroplynová elektrárna nebo teplárna. Zapojením spalovací turbíny a parní turbíny v jednom cyklu dochází k lepšímu využití primárního paliva a tím i k vyšší celkové tepelné účinnosti oběhu. Další výhodou paroplynových cyklů je poměrně malý vliv tohoto zařízení na životní prostředí.

Další kapitola obsahuje zpracovaná data z roku 2017 poskytnutá Teplárnou Olomouc, popis stávajících zařízení teplárny a jsou zde uvedeny limity pro návrh nového zdroje. Analýzou dodávek tepla do soustavy CZT byly získány vstupní parametry pro výpočet paroplynového cyklu, který byl navrhován především pro provoz mimo topnou sezónu.

Následně byla vytvořena dvě možná tepelná schémata PPC. První varianta obsahovala spalovací turbínu Solar Titan 130, pro návrh nové technologie ale byla nakonec vybrána varianta s plynovou turbínou Siemens SGT-600. Výsledný návrh se pak ještě upravoval, takže novou technologií je možné provozovat společně s fluidním kotlem K5 i v topné sezóně jako pološpičkový zdroj.

Dále je podrobně popsáno koncepční řešení nového zdroje. V zimním období je nutné ohřát topnou vodu na teplotu vyšší než 85 °C, proto je zde projektován špičkový ohřívák topený parou buď z fluidního kotle K5, nebo z odběru protitlaké parní turbíny TG4. Pro ohřátí topné vody na 115 °C bude potřeba přibližně 30 t/h páry. Kondenzát vracející se ze soustavy CZT o teplotě asi 40 °C může být předehříván ve výměníku topeném spalínami opouštějícími spalínový kotel o teplotě 86,8 °C. Dojde k využití zbytkového tepla spalín a ztráty paroplynového cyklu budou menší.

V následující kapitole je pro výsledný návrh PPC proveden detailní tepelný výpočet HRSG kotle, mimo jiné je určen parní výkon kotle a rozměry (šířka a výška) spalínového kanálu. U jednotlivých teplosměnných ploch (přehřívák 2, přehřívák 1, výparník, ekonomizér, ohřívák topné vody) jsou navrženy rozměry a počty trubek, spočítány předané tepelné toky a také skutečné parametry spalín a páry/vody v daných bodech pilového diagramu.

Na tepelný výpočet spalínového kotle navazuje pevnostní výpočet, který je proveden podle normy ČSN EN 12952-3 [20]. Postup výpočtu je rozdílný pro rovné trubky a pro komory. V této kapitole jsou také navrženy převáděcí potrubí, komory a buben.

Nakonec byl řešen vliv teploty okolí na chování nového zdroje. Srovnával se návrhový stav při teplotě okolí 15 °C s nenávrhovými stavy s teplotou okolí 21 °C, 10 °C, 5 °C, 0 °C a -5 °C.

Práce se vůbec nezabývá emisemi NO_x generovanými spalovací turbínou a mřížovým hořákem. Plynová turbína Siemens SGT-600 (příloha I.b, [12]) splňuje limit emisí NO_x podle BAT daný Ministerstvem průmyslu a obchodu [26]. Pro mřížový hořák GDG-25 nejsou podklady o těchto emisích dostupné, v dalším stupni návrhu by se to stalo námětem diskuze.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Paroplynová elektrárna – princip funkce. *OEnergetice.cz* [online]. 8. duben 2015 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/technologie/paroplynova-elektrarna-princip-funkce/>
- [2] Paroplynové elektrárny. *Skupina ČEZ* [online]. c2019 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/paroplynovye-elektrarny.html>
- [3] SARKAR, Dipak K. *Thermal Power Plant: Design and Operation*. Elsevier, 2015, 612 s. ISBN 978-0-12-801575-9.
- [4] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [5] GANAPATHY, V. *Industrial boilers and heat recovery steam generators: design, applications, and calculations*. New York: Marcel Dekker, c2003. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.), 149. ISBN 08-247-0814-8.
- [6] KADRNOŽKA, Jaroslav a Zdeněk SKÁLA. *Paroplynové elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL, 1981, 256 s.
- [7] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1984, 608 s.
- [8] IBLER, Zdeněk. *Technický průvodce energetika: 1. díl*. Praha: BEN – technická literatura, 2002. ISBN 80-730-0026-1.
- [9] VILIMEC, Ladislav. *Stavba kotlů I*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2002, 118 s. ISBN 80-248-0076-4.
- [10] *Veolia Energie* [online]. [cit. 2019-02-12]. Dostupné z: <https://www.vecr.cz/>
- [11] Titan 130: Gas Compressor Packages. *Solar Turbines* [online]. c2019 [cit. 2019-02-25]. Dostupné z: https://www.solarturbines.com/en_US/products/gas-compressor-packages/titan-130.html
- [12] SGT-600: Industrial Gas Turbine. *Siemens* [online]. c1996-2019 [cit. 2019-02-25]. Dostupné z: <https://new.siemens.com/global/en/products/energy/power-generation/gas-turbines/sgt-600.html>
- [13] Hořák GDG. *OHNŮT spalovací technika s. r. o.* [online]. [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://www.ohnut.cz/horak-gdg>
- [14] ČSN EN 10216-2. Bezešvé ocelové trubky pro tlakové účely - Technické dodací podmínky - Část 2: Trubky z nelegovaných a legovaných ocelí se stanovenými vlastnostmi při zvýšených teplotách. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014, 48 s.
- [15] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [16] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet*. 4. přeprac. vyd. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0426-4.
- [17] ČSN EN 12952-15. *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení - Část 15: Přejímací zkoušky*. Praha: Český normalizační institut, 2004, 80 s.

-
- [18] ČSN 41 7021. *Ocel 17 021 chromová*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1981, 12 s.
- [19] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1983, 858 s.
- [20] ČSN EN 12952-3. *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení - Část 3: Konstrukce a výpočet částí kotle namáhaných tlakem*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012, 134 s.
- [21] VILIMEC, Ladislav a Jiří JOSIEK. *Materiály a pevnostní dimenzování částí parních generátorů*. [Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita], 2011. ISBN 978-80-248-2512-0.
- [22] ČSN EN 12952-1. *Vodotrubné kotle a pomocná zařízení - Část 1: Obecné požadavky*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016, 16 s.
- [23] Plechy katalog. *Vítkovice Steel* [online]. c2007-2019 [cit. 2019-05-03]. Dostupné z: <http://www.vitkovicesteel.com/stranky/plechy-katalog>
- [24] ČSN EN 10029. *Plechy ocelové válcované za tepla tloušťky od 3 mm – Mezní úchytky rozměrů a tolerance tvaru*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011, 16 s.
- [25] ČSN EN 10028-2. *Ploché výrobky z ocelí pro tlakové účely - Část 2: Nelegované a legované oceli se stanovenými vlastnostmi pro vyšší teploty*. Praha: Česká agentura pro standardizaci, 2018, 36 s.
- [26] Referenční dokumenty o nejlepších dostupných technikách (BREF). *Ministerstvo průmyslu a obchodu* [online]. MPO, c2005-2019, 20. 9. 2013 [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.mpo.cz/ippc/bref/--143226/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka	Význam
B	Booster (zvyšovací kompresor pro zemní plyn)
BAT	Nejlepší dostupné techniky (Best Available Techniques)
CZT	Centrální zásobování teplem
EKO	Ekonomizér
G	Generátor
HRSG	Kotel na odpadní teplo (Heat Recovery Steam Generator)
HS	Horkovodní síť
HV	Horká voda
CHS	Chladicí stanice
KČ	Kondenzátní čerpadlo
MH	Mřížový hořák
NČ	Napájecí čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
NT	Nízkotlaký (okruh...)
NV	Napájecí voda
OTV	Ohřívač topné vody
P	Pára
P&ID	Piping and Instrumentation Diagram
P1	Přehřívák 1
P2	Přehřívák 2
PM	Pevné částice (Particulate Matter)
PP	Pinch point
PPC	Paroplynový cyklus
PS	Parní síť
stř	Střední hodnota
SAT	Saturační (tlak...)
SK	Skutečná (teplota...)
SP	Spaliny
ST	Spalovací turbína
ŠO	Špičkový ohřívač
TOL	Teplárna Olomouc
TV	Topná voda
V	Výparník
VST	Vstřík
VT	Vysokotlaký (okruh...)
VV	Vzduchový ventilátor

Symbol	Popis	Jednotka
a	Vzdálenost mezi trubkami	[m]
C	Konstanta	[–]
C_d	Opravný koeficient	[–]
C_z	Opravný koeficient na počet příčných řad ve svazku	[–]
d	Vnitřní průměr trubky	[m]
d_b	Vnitřní průměr bubnu	[m]
D	Vnější průměr trubky	[m]
D_b	Vnější průměr bubnu	[m]
$D_{\check{z}}$	Průměr přes žebra	[m]
E	Součinitel efektivnosti žebra	[–]
$h_{\check{z}}$	Výška žebra	[m]
i	Entalpie páry	[kJ/kg]
I	Entalpie spalin	[kJ/Nm ³]
k	Součinitel prostupu tepla	[W/(m ² · K)]
l	Výška kanálu	[m]
l_b	Délka bubnu	[m]
\dot{M}	Hmotnostní průtok	[kg/s]
n_{had}	Počet hadů	[–]
$n_{řad}$	Počet řad	[–]
n_{tr}	Počet trubek	[–]
$n_{\check{z}}$	Počet žeber na metr	[m ⁻¹]
odl	Odluh	[%]
p	Tlak	[bar]
p_b	Tlak v bubnu	[MPa]
\dot{Q}	Tepelný tok	[kW]
\dot{Q}_N	Maximální využitelný tepelný výkon	[MW]
\dot{Q}_{RC}	Tepelné ztráty sáláním a konvekcí	[MW]
s'	Úhlopříčná rozteč	[m]
s_1	Příčná rozteč	[m]
s_2	Podélná rozteč	[m]
$s_{\check{z}}$	Rozteč žeber	[m]
S	Teplosměnná plocha	[m ²]
S_{1m}	Celková plocha trubky délky 1 metr z vnější strany	[m ² /m]
S_{2m}	Celková plocha trubky délky 1 metr z vnitřní strany	[m ² /m]
$S_{řad}$	Plocha řad	[m ²]
$\frac{S_h}{s}$	Podíl volných částí trubky, kde nejsou žebra, a celkové plochy na straně spalin	[–]
$\frac{S_{\check{z}}}{s}$	Podíl výhřevných ploch žeber a celkové plochy ze strany spalin	[–]

\check{s}	Šířka kanálu	[m]
t	Teplota	[°C]
t_b	Tloušťka stěny bubnu	[m]
t_{tr}	Tloušťka stěny trubky	[m]
$t_{\check{z}}$	Tloušťka žebra	[m]
v	Měrný objem	[m ³ /kg]
vst	Vstřík	[%]
$V_b^{1/2}$	Objem vody v bubnu zaplněném do poloviny	[m ³]
\check{V}	Objemový průtok	[Nm ³ /s]
\check{V}^{SK}	Skutečný objemový průtok	[m ³ /s]
w	Rychlost	[m/s]
x	Suchost páry	[-]
x_i	Objemový zlomek (složení směsi plynů)	[%]
z	Zatížení bubnu	[kg/(s · m ³)]
z_b	Běžné zatížení bubnu	[kg/(s · m ³)]
z_{mez}	Mezní zatížení bubnu	[kg/(s · m ³)]
z_s	Poměrná ztráta sáláním a konvekcí	[%]
α_{1r}	Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnější strany	[W/(m ² · K)]
α_{2r}	Redukovaný součinitel přestupu tepla z vnitřní strany	[W/(m ² · K)]
α_k	Součinitel přestupu tepla konvekcí	[W/(m ² · K)]
α_N	Nomogramový součinitel přestupu tepla	[W/(m ² · K)]
β	Součinitel	[m ⁻¹]
ε	Součinitel znečištění	[(m ² · K)/W]
λ	Součinitel tepelné vodivosti	[W/(m · K)]
$\lambda_{\check{z}}$	Součinitel tepelné vodivosti žeber	[W/(m · K)]
μ	Součinitel rozšíření žebra	[-]
ν	Kinematická viskozita	[m ² /s]
ρ	Hustota	[kg/Nm ³]
σ_1	Poměrná příčná rozteč	[-]
σ'_2	Poměrná úhlopříčná rozteč	[-]
φ_σ	Parametr určující uspořádání trubek ve svazku	[-]
$\psi_{\check{z}}$	Koeficient charakterizující nerovnoměrné rozdělení α_k po povrchu žebra	[-]
Δi	Rozdíl entalpií	[kJ/kg]
Δp	Tlaková ztráta	[bar]
Δt	Teplotní rozdíl	[°C]
Δt_{ln}	Střední logaritmický teplotní spád	[K]

SEZNAM PŘÍLOH

- I. Katalogové listy
 - a. Solar Titan 130
 - b. Siemens SGT-600
- II. Schémata
 - a. Varianta A (maximální tepelný výkon)
 - b. Varianta A (minimální tepelný výkon)
 - c. Varianta B (maximální tepelný výkon)
 - d. Varianta B (minimální tepelný výkon)
 - e. Výsledný návrh
- III. Mřížový hořák GDG-25 (rozměry)
- IV. Datasheet
- V. Schématický nákres kotle
- VI. Nenávrhové stavy (schémata)
 - a. Varianta pro teplotu okolí 21 °C (maximální tepelný výkon)
 - b. Varianta pro teplotu okolí 21 °C (minimální tepelný výkon)
 - c. Varianta pro teplotu okolí 10 °C (maximální tepelný výkon)
 - d. Varianta pro teplotu okolí 10 °C (minimální tepelný výkon)

PŘÍLOHY

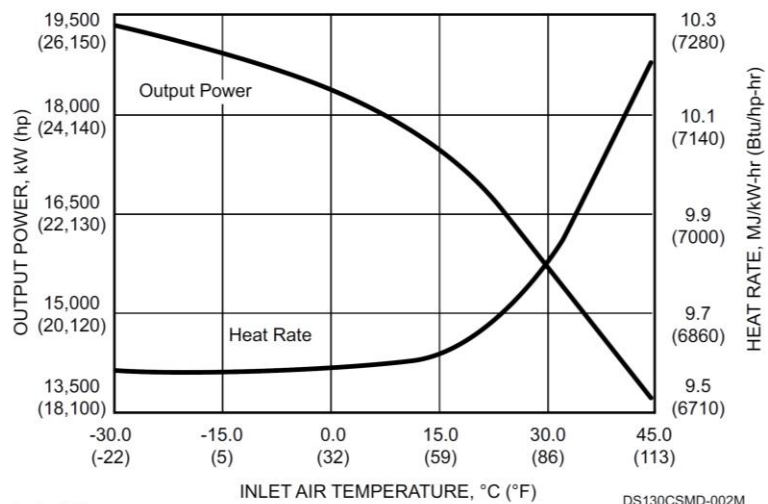
Příloha I.a – Solar Titan 130

Performance

Output Power	17 500 kW (23,470 hp)
Heat Rate	9620 kJ/kW-hr (6800 Btu/hp-hr)
Exhaust Flow	202 140 kg/hr (445,640 lb/hr)
Exhaust Temp.	480°C (895°F)

Nominal rating – per ISO
At 15°C (59°F), at sea level
No inlet/exhaust losses
Relative humidity 60%
Natural gas fuel with
LHV = 35 MJ/nm³ (940 Btu/scf)
Optimum power turbine speed
AC-driven accessories
Engine efficiency: 37.4%

Available Power*

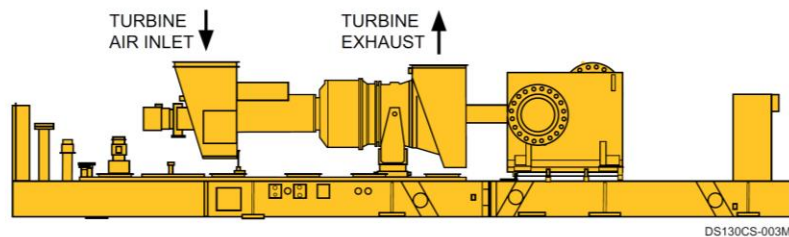


* SoLoNOx

DS130CSMD-002M

Package Dimensions*

Length: 9.8 m (32' 0")
Width: 3.1 m (10' 2")
Height: 3.2 m (10' 4")
Typical Weight: 38 555 kg (85,000 lb)



DS130CS-003M

*Driver package only, dry weight,
unenclosed height

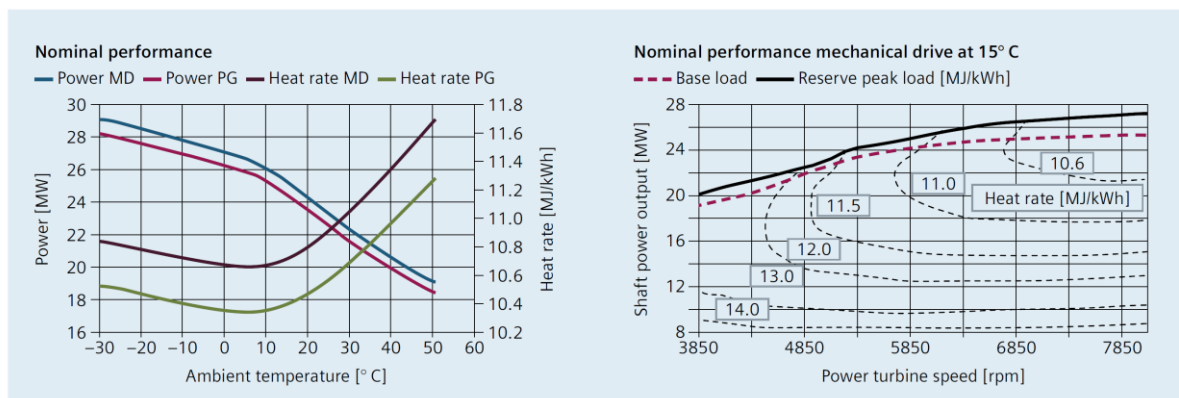
Příloha I.b – Siemens SGT-600

	Simple cycle power generation	Mechanical drive applications
Power output	24.5 MW(e)	25.3 MW
Fuel	Natural gas, liquid fuel, dual fuel	
Frequency	50/60 Hz	
Gross efficiency	33.6%	34.6%
Heat rate	10,720 kJ/kWh	10,390 kJ/kWh
Turbine speed	7,700 rpm	3,850–8,085 rpm
Pressure ratio	14.0 : 1	
Exhaust gas flow	81.3 kg/s	
Exhaust temperature	543° C (1,009° F)	
NO _x emissions	≤ 15 ppmvd at 15% O ₂ on fuel gas (with DLE)	

	Physical dimensions	
	Power generation package	Mechanical drive package
Approx. weight	150,000 kg (330,693 lb)	59,000 kg (130,072 lb)
Length	18.8 m (61.7 ft)	11.7 m (38.4 ft)
Width	4.6 m (15.0 ft)	4.0 m (13.1 ft)
Height	4.0 m (13.1 ft)	4.0 m (13.1 ft)

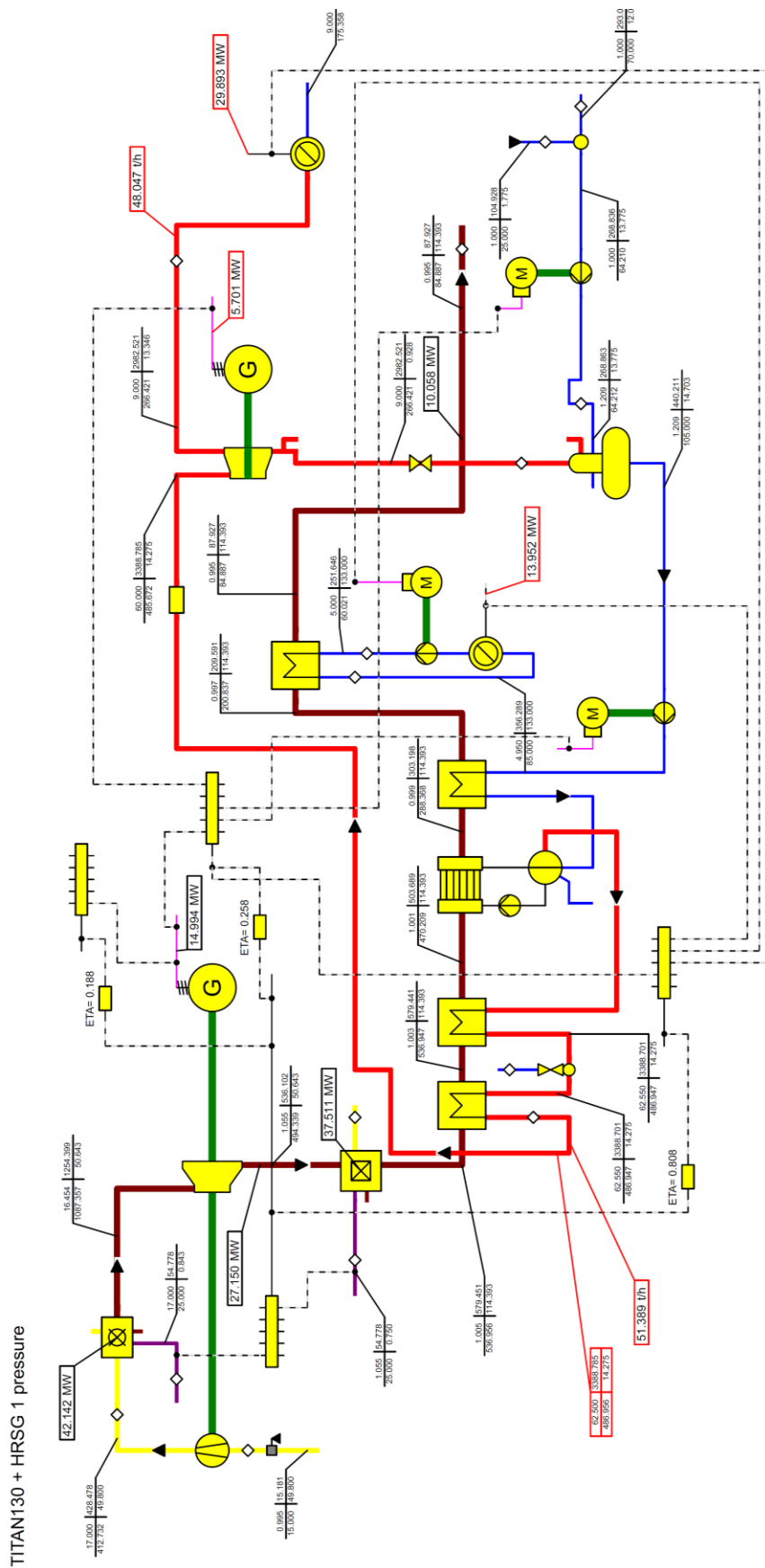
	Combined cycle power generation	
Siemens combined cycle power plant	SCC-600 1 x 1	SCC-600 2 x 1
Net power output	35.9 MW(e)	73.3 MW(e)
Net plant efficiency	49.9%	50.9%
Net heat rate	7,220 kJ/kWh	7,071 kJ/kWh
Number of gas turbines	1	2

SGT-600 performance

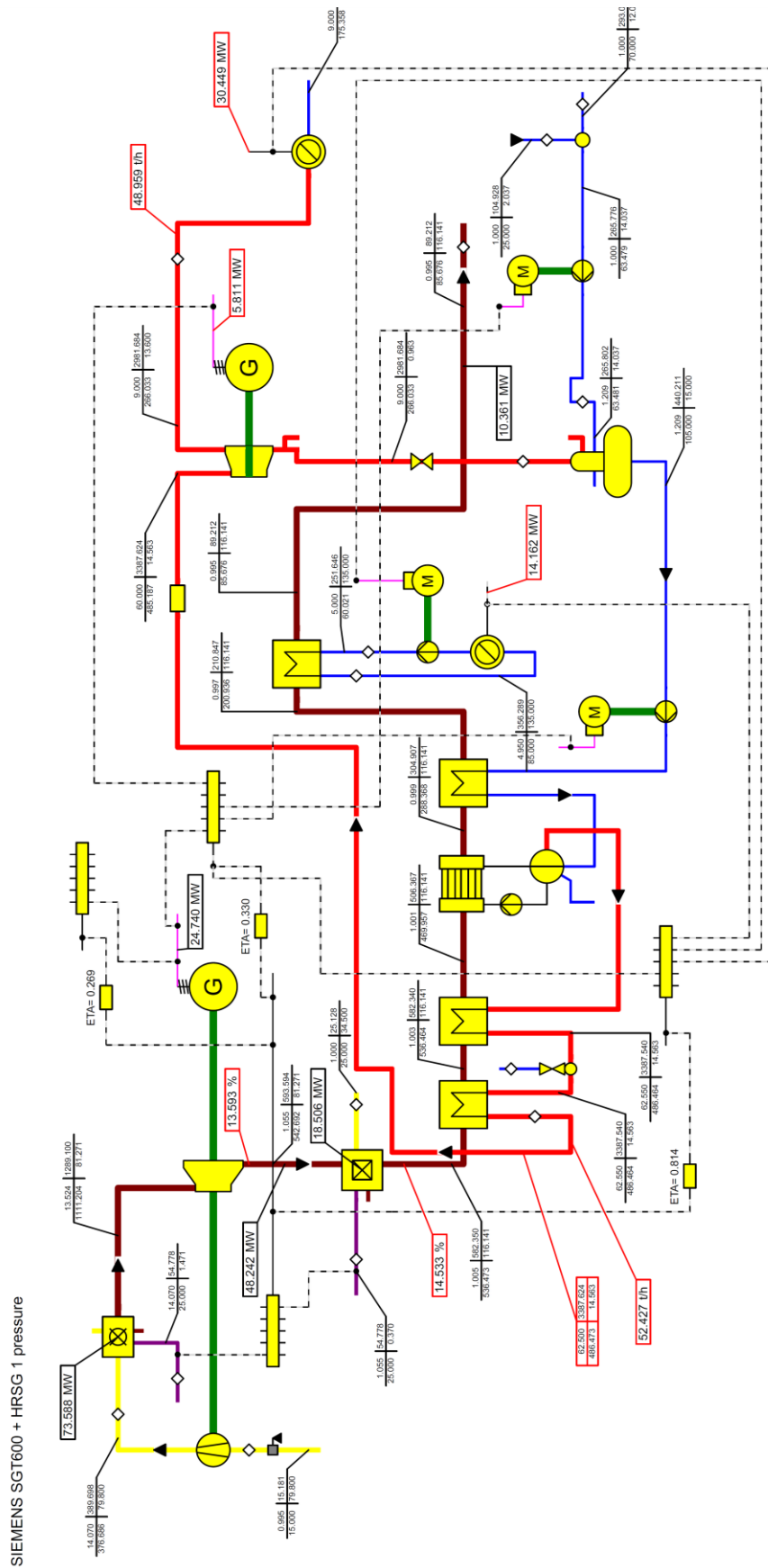


Above performances at ISO conditions, gaseous fuel

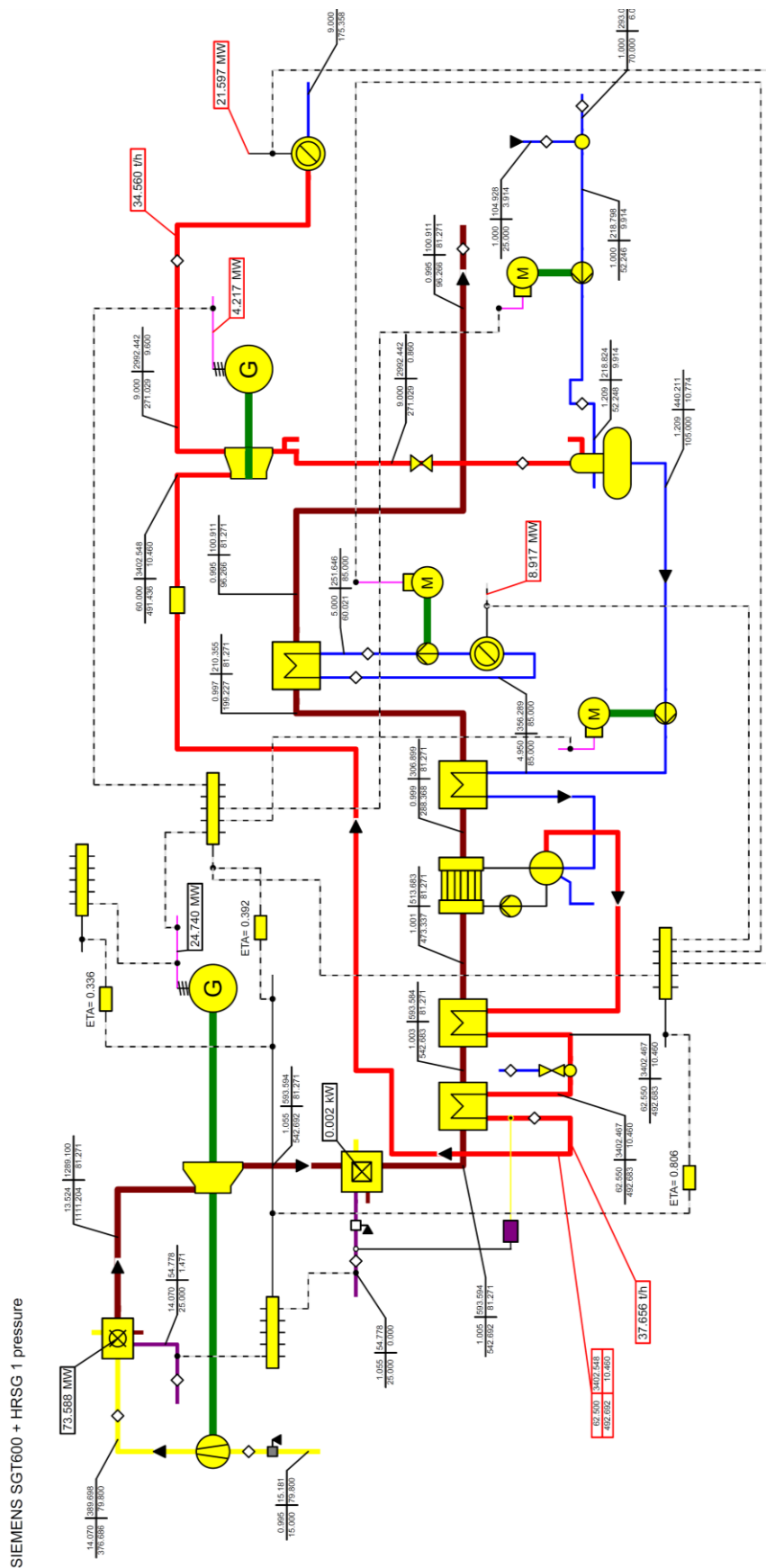
Příloha II.a – Varianta A (maximální tepelný výkon)



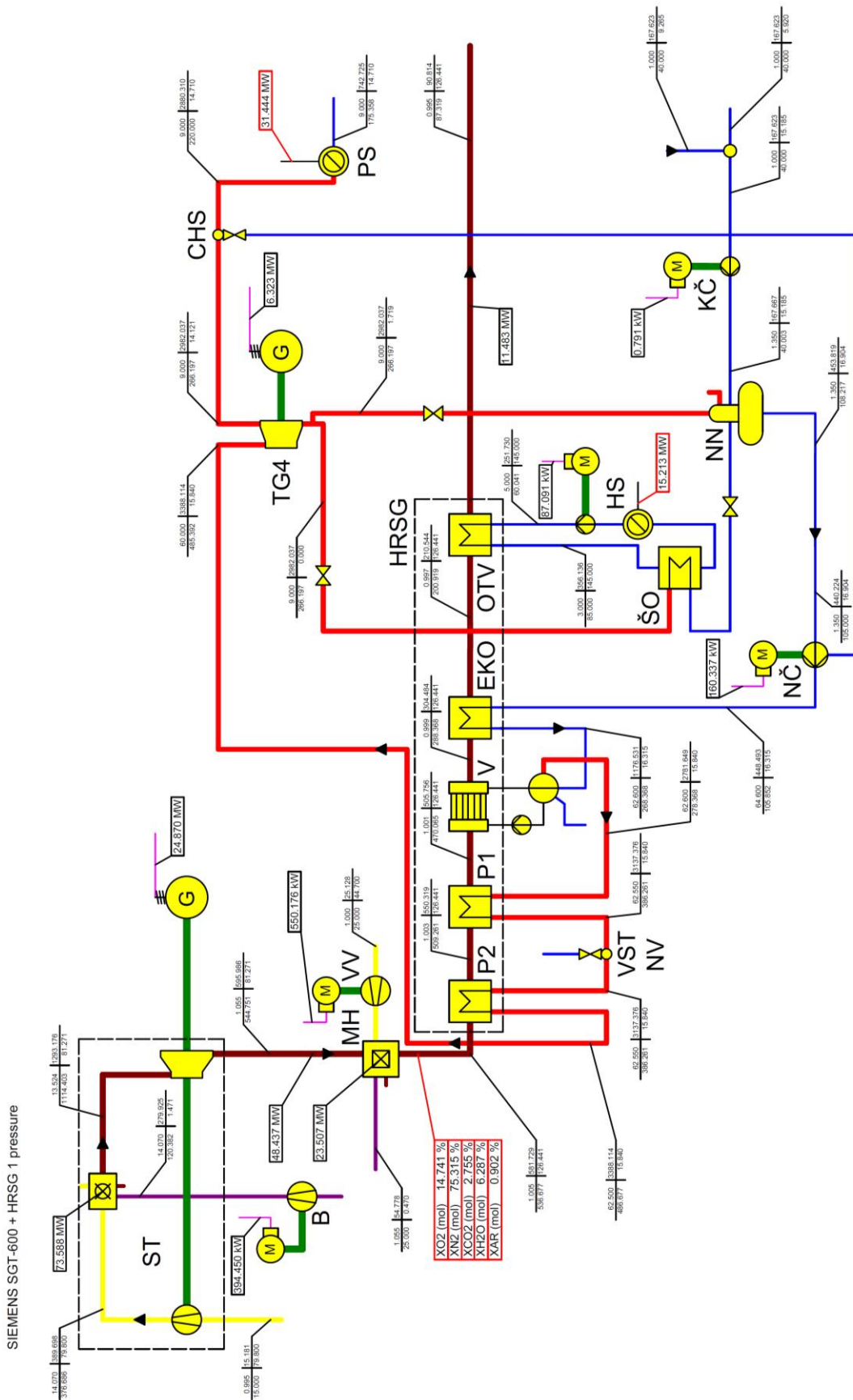
Příloha II.c – Varianta B (maximální tepelný výkon)



Příloha II.d – Varianta B (minimální tepelný výkon)



Příloha II.e – Výsledný návrh



Příloha III – Mřížový hořák GDG-25 (rozměry)

**Gasturbinenbrenner
 Flächenbrenner
 GDG 9 - 50**

Technische Daten & Ausstattung

Brennstoff Fuel	Leistung Capacity ca. (MW)	1 ▼ 9	1.2 ▼ 12	1.5 ▼ 15	1.8 ▼ 18	2.5 ▼ 25	3 ▼ 30	3.5 ▼ 35	4 ▼ 40	5 ▼ 50
	Brennertyp Burner type	9	12	15	18	25	30	35	40	50
Gas	GDG	■	■	■	■	■	■	■	■	■

Höhere Regelbereiche und andere Größen sind auf Anfrage verfügbar.

Die Tabelle zeigt lediglich eine begrenzte Anzahl von Brennertypen. Jeder Brenner wird individuell für spezifische Anforderungen dimensioniert.

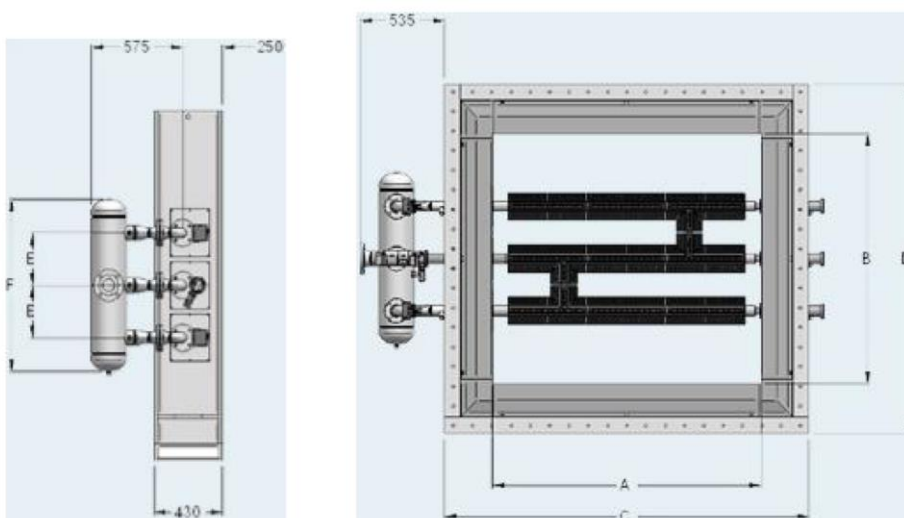
Higher turndowns and different sizes are available on request. The table only shows a limited number of burner models – each burner is individually sized for specific requirements.

Maße/Dimensions (mm)

Brennertyp Burner Type	Mass Flow Kg/s	A*	B*	C*	D*	E	No. of bars	F
GDG-9	12	1700	900	2300	1500	314	3	1030
GDG-12	22	1700	1350	2300	1950	314	4	1344
GDG-15	34	2000	1480	2600	2080	314	4	1344
GDG-18	45	2000	1900	2600	2500	314	5	1658
GDG-25	56	2300	2190	2900	2790	314	6	1972
GDG-30	67	2510	2510	3110	3110	314	7	2286
GDG-35	78	2650	2770	3250	3370	314	8	2600
GDG-40	89	2800	2900	3400	3500	314	8	2600
GDG-50	100	3000	3200	3600	3800	314	9	2914

*Typische Abmessungen bei einer Abgas Eintrittstemperatur von 450°C, nicht als vertragliche Daten zu verwenden. Andere Abmessungen sind auf Anfrage erhältlich.

*Typical sizes shown based on an exhaust gas inlet temperature of 450°C, not to be used as **contractual data**. Other sizes are available on request.



Příloha IV – Datasheet

Název		Přehřívák 2
Data ohřívané látky		
Látka		přehřátá pára
Průtok	[kg/s]	15,777
Rychlost v trubkách	[m/s]	19,84
Vstupní teplota	[°C]	387,3
Výstupní teplota	[°C]	486,6
Vstupní tlak	[bar]	62,55
Výstupní tlak	[bar]	62,50
Data ohřívací látky		
Látka		spaliny
Průtok	[kg/s]	126,441
Vstupní teplota	[°C]	536,7
Výstupní teplota	[°C]	509,3
Data teplosměnné plochy		
Způsob výměny tepla		protiproud
Rozměr trubky	[mm] × [mm]	ø 38 × 3,6
Materiál trubek		X10CrMoVNb9-1
Materiál žeber		X12Cr13
Teplosměnná plocha	[m ²]	1 723,1
Tepelný příkon	[kW]	3 910,6
Návrhová teplota	[°C]	536,7
Návrhový tlak	[bar]	72,35
Hmotnost	[kg]	9 648,6
Vstupní komora		
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 219,1 × 8,8
Materiál		X10CrMoVNb9-1
Hmotnost	[kg]	186,9
Výstupní komora		
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 244,5 × 11,0
Materiál		X10CrMoVNb9-1
Hmotnost	[kg]	259,4
Převáděcí potrubí (P1 → P2)		
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 76,1 × 4,0
Počet trubek	[-]	10
Materiál		13CrMo4-5
Převáděcí potrubí (výstup P2)		
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 76,1 × 2,9
Počet trubek	[-]	10
Materiál		X10CrMoVNb9-1

Název **Přehřívák 1**

Data ohřívání látky

Látka		přehřátá pára
Průtok	[kg/s]	15,777
Rychlost v trubkách	[m/s]	14,82
Vstupní teplota	[°C]	278,4
Výstupní teplota	[°C]	387,3
Vstupní tlak	[bar]	62,60
Výstupní tlak	[bar]	62,55

Data ohřívací látky

Látka		spaliny
Průtok	[kg/s]	126,441
Vstupní teplota	[°C]	509,3
Výstupní teplota	[°C]	469,7

Data teplosměnné plochy

Způsob výměny tepla		protiproud
Rozměr trubky	[mm] × [mm]	ø 38 × 3,2
Materiál trubek		X10CrMoVNb9-1
Materiál žeber		X12Cr13
Teplosměnná plocha	[m ²]	1 503,9
Tepelný příkon	[kW]	5 654,0
Návrhová teplota	[°C]	509,3
Návrhový tlak	[bar]	72,35
Hmotnost	[kg]	7 274,7

Vstupní komora

Rozměry	[mm] × [mm]	ø 193,7 × 12,5
Materiál		13CrMo4-5
Hmotnost	[kg]	228,7

Výstupní komora

Rozměry	[mm] × [mm]	ø 219,1 × 8,8
Materiál		X10CrMoVNb9-1
Hmotnost	[kg]	186,9

Převáděcí potrubí (buben → P1)

Rozměry	[mm] × [mm]	ø 63,5 × 3,2
Počet trubek	[-]	10
Materiál		16Mo3

Převáděcí potrubí (P1 → P2)

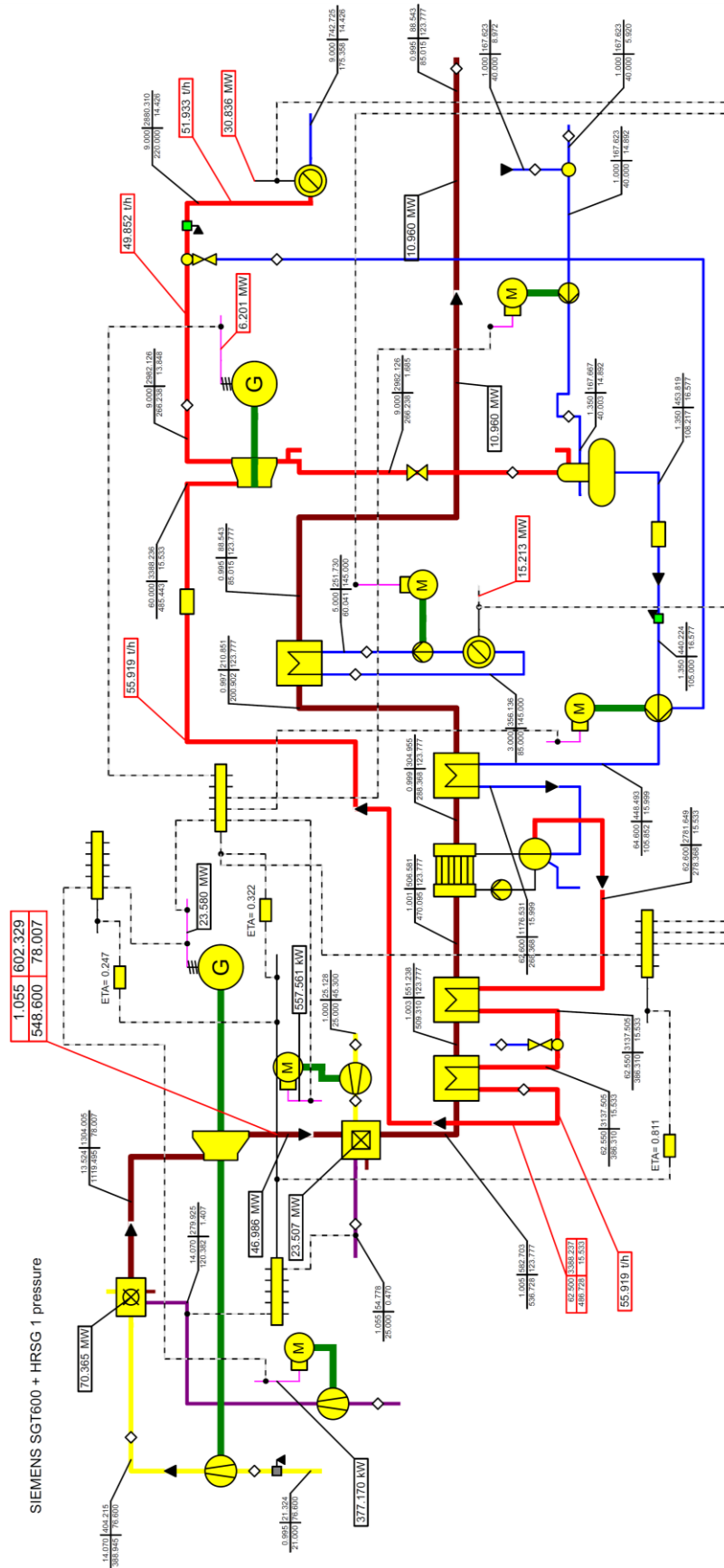
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 76,1 × 4,0
Počet trubek	[-]	10
Materiál		13CrMo4-5

Název		Výparník
Data ohřivané látky		
Látka		parovodní směs
Průtok	[kg/s]	15,777
Vstupní teplota	[°C]	268,0
Výstupní teplota	[°C]	278,4
Vstupní tlak	[bar]	62,60
Výstupní tlak	[bar]	62,60
Data ohřívací látky		
Látka		spaliny
Průtok	[kg/s]	126,441
Vstupní teplota	[°C]	469,7
Výstupní teplota	[°C]	288,2
Data teplosměnné plochy		
Způsob výměny tepla		protiproud
Rozměr trubky	[mm] × [mm]	ø 38 × 4,0
Materiál trubek		16Mo3
Materiál žeber		X12Cr13
Teplosměnná plocha	[m ²]	10 128,0
Tepelný příkon	[kW]	25 377,4
Návrhová teplota	[°C]	469,7
Návrhový tlak	[bar]	72,35
Hmotnost	[kg]	55 656,8
Zavodňovací trubky		
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 60,3 × 4,5
Počet trubek	[-]	6
Materiál		16Mo3
Převáděcí trubky		
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 88,9 × 4,5
Počet trubek	[-]	6
Materiál		16Mo3

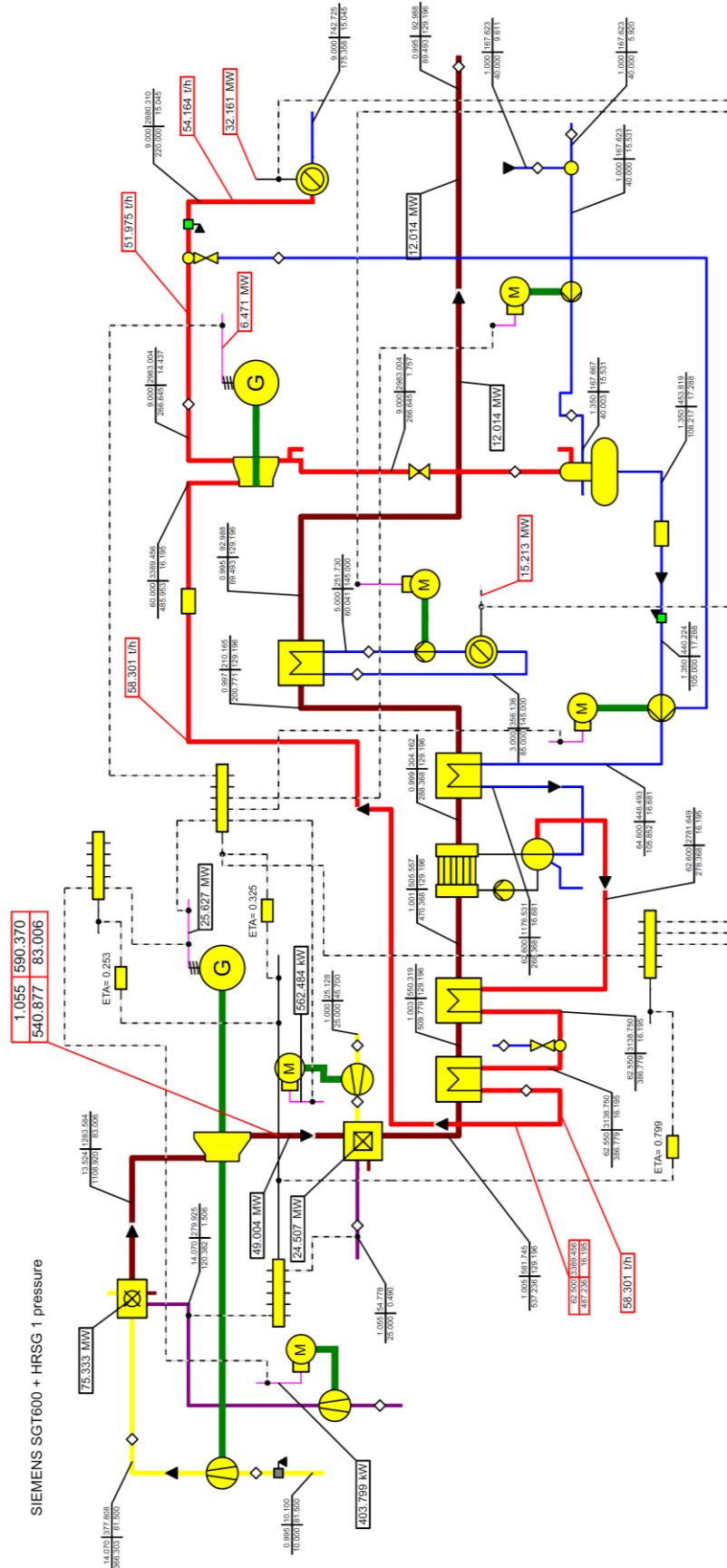
Název		Ekonomizér
Data ohřivané látky		
Látka		napájecí voda
Průtok	[kg/s]	16,250
Rychlost v trubkách	[m/s]	0,50
Vstupní teplota	[°C]	105,9
Výstupní teplota	[°C]	268,0
Vstupní tlak	[bar]	64,60
Výstupní tlak	[bar]	62,60
Data ohřivací látky		
Látka		spaliny
Průtok	[kg/s]	126,441
Vstupní teplota	[°C]	288,2
Výstupní teplota	[°C]	201,1
Data teplosměnné plochy		
Způsob výměny tepla		protiproud
Rozměr trubky	[mm] × [mm]	ø 38 × 4,0
Materiál trubek		P235GH
Materiál žeber		X12Cr13
Teplosměnná plocha	[m ²]	7 797,8
Tepelný příkon	[kW]	11 757,2
Návrhová teplota	[°C]	288,2
Návrhový tlak	[bar]	72,35
Hmotnost	[kg]	44 975,5
Vstupní komora		
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 127,0 × 8,8
Materiál		P235GH
Hmotnost	[kg]	105,0
Výstupní komora		
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 141,3 × 12,5
Materiál		P235GH
Hmotnost	[kg]	162,6
Převáděcí potrubí (vstup EKO)		
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 40,0 × 2,6
Počet trubek	[–]	10
Materiál		P235GH
Převáděcí potrubí (EKO → buben)		
Rozměry	[mm] × [mm]	ø 44,5 × 3,2
Počet trubek	[–]	10
Materiál		P235GH

Název			Ohřívák topné vody
Data ohřivané látky			
Látka			topná voda
Průtok	[kg/s]		145,000
Rychlost v trubkách	[m/s]		1,13
Vstupní teplota	[°C]		60,0
Výstupní teplota	[°C]		85,0
Vstupní tlak	[bar]		5,00
Výstupní tlak	[bar]		3,00
Data ohřivací látky			
Látka			spaliny
Průtok	[kg/s]		126,441
Vstupní teplota	[°C]		201,1
Výstupní teplota	[°C]		86,8
Data teplosměnné plochy			
Způsob výměny tepla			protiproud
Rozměr trubky	[mm] × [mm]		ø 38 × 2,6
Materiál trubek			P235GH
Materiál žeber			X12Cr13
Teplosměnná plocha	[m ²]		9 368,4
Tepelný příkon	[kW]		15 094,9
Návrhová teplota	[°C]		201,1
Návrhový tlak	[bar]		5,50
Hmotnost	[kg]		14 827,1
Vstupní komora			
Rozměry	[mm] × [mm]		ø 323,9 × 7,1
Materiál			P235GH
Hmotnost	[kg]		227,2
Výstupní komora			
Rozměry	[mm] × [mm]		ø 323,9 × 7,1
Materiál			P235GH
Hmotnost	[kg]		227,2
Převáděcí potrubí (vstup OTV)			
Rozměry	[mm] × [mm]		ø 114,3 × 3,6
Počet trubek	[-]		10
Materiál			P235GH
Převáděcí potrubí (výstup OTV)			
Rozměry	[mm] × [mm]		ø 114,3 × 3,6
Počet trubek	[-]		10
Materiál			P235GH

Příloha VI.a – Varianta pro teplotu okolí 21 °C (maximální tepelný výkon)



Příloha VI.c – Varianta pro teplotu okolí 10 °C (maximální tepelný výkon)



Příloha VI.d – Varianta pro teplotu okolí 10 °C (minimální tepelný výkon)

