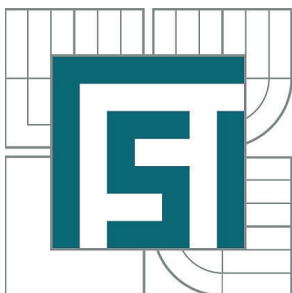


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

SAKO BRNO - VYVEDENÍ TEPELNÉHO VÝKONU DO CZT

SAKO BRNO - HEAT OUTPUT IN CHP

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. TOMÁŠ MAZÁK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Mazák

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

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

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

SAKO Brno - vyvedení tepelného výkonu do CZT

v anglickém jazyce:

SAKO Brno - heat output in CHP

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce bude zaměřena na návrh parní turbíny a tepelného výměníku pro případ vyvedení tepelného výkonu do sítě CZT. Jedná se o rekonstrukci stávajícího tepelného zapojení parní turbíny se vzduchovou kondenzací, která bude nahrazena povrchovým výměníkem pára-voda.

Cíle diplomové práce:

- 1) Popis stávající technologie SAKO
- 2) Proved'te základní tepelný výpočet upravené turbíny pro návrhový stav
- 3) Tepelný výpočet výměníku
- 4) Technicko-ekonomické vyhodnocení úprav technologie

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady SAKO, Siemens, TENZA

Fiedler,J.: Parní turbíny -návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Krbek,J. Polesný,B. Fiedler,J.: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr. *Fiel*

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 10.10.2013



Zdeněk Skála

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

Miroslav Doupovec

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

ABSTRAKT

Bc. MAZÁK Tomáš: SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT

Cílem této diplomové práce je návrh řešení vývodu tepelného výkonu brněnské spalovny SAKO, a.s. do horkovodu zásobování města teplem. V první řadě je popsána problematika skládkování odpadů společnosti a jejich důsledky na životní prostředí. Dále jsou nastíněny alternativní možnosti využití těchto odpadů, a to především spalování ve spalovnách. V práci je popsána historie vůbec první spalovny v ČR, její následná modernizace pro ekonomičtější i ekologičtější využití odpadů a modernizace čištění spalin. Na tuto část navazuje současný stav spalovny s popisem a parametry jednotlivých technologií. Přínos práce je poté v návrhu úprav zařízení a zapojení pro využití páry na ohřev topné vody a zásobování města Brna teplem v horkovodu. Jedná se především o tepelný výpočet parních ohřívačů vody na konci expanze páry a s tím související úpravy lopatkování turbíny. V závěru práce je nastíněn základní ekonomický výpočet a porovnání zisků a investic spojených s touto realizací oproti stavu, který je nyní již projektován. Jedná se o výpočet efektivity investice a její návratnosti vlivem nárůstu zisků za prodej el. energie. Tato práce tak slouží pouze jako určitý podklad pro budoucí technické realizace, který nám má nastínit vhodnost této úpravy.

Klíčová slova: SAKO, a.s., komunální odpady, spalovna komunálních odpadů, kondenzační turbína, výměňková stanice, centrální zásobování teplem, ekonomická bilance spalovny

ABSTRACT

Bc. MAZÁK Tomáš: SAKO Brno – heat output in CHP

The purpose of this thesis is to design a solution thermal power outlet of incinerator in hot water for the supply this town of heat. First and foremost are described problems landfill society and their implications on the environment. Next some alternatives of the waste and the burning in incinerators are described too. The thesis describes the history of the first incineration plant in the Czech Republic and its subsequent upgrading of the economical and environmentally friendly waste recovery and modernization of flue gas cleaning.

Contribution of the work is then proposed as amendments to equipment and wiring for use of steam for the conversion heat output into hot water. This is essentially a calculation of steam water heaters at the end of the expansion of the steam and the related adjustments to the turbine blading. At the conclusion outlines the basic economic calculation and comparison of profits and investment associated with this implementation compared to implementation, which is now projected. It is a calculation of investment efficiency and its possible repayment due to higher profits from the sale of energy. This work serves only as a basis work for future technical realization and it outlines the appropriateness of this alteration.

Keywords: SAKO, a.s., municipal waste, municipal waste incinerator, condensing turbine, heat exchange station, central heat supply, economic balance incinerator

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MAZÁK, T. *SAKO Brno - vyvedení tepelného výkonu do CZT*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 151 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že předložená diplomová práce je původní a zpracoval jsem ji samostatně s použitím uvedených zdrojů. Prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná, a že jsem v práci neporušil autorská práva (ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb. O právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).

V Brně dne 26. 5. 2014

.....
Podpis

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkovat mému vedoucímu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za umožněné konzultace v průběhu řešení diplomové práce. Dále bych rád také poděkoval panu Ing. Tomáši Weignerovi za poskytnutí podkladů o brněnské spalovně, a to především do rešeršní části této práce, ale také za konzultace spojené s návrhem úprav technologie zapojení.

OBSAH

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

ABSTRAKT

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

PODĚKOVÁNÍ

OBSAH

1	Úvod do problematiky komunálních odpadů.....	10
2	Účel a historie spalovny komunálních odpadů v Brně	17
3	Současný stav spalovny po modernizaci	19
3.1	Princip spalování odpadů v SAKO, a. s.	21
3.1.1	Dávkování a termické spalování odpadů	22
3.1.2	Parní okruh s výrobou tepla a el. energie.....	28
3.1.3	Čištění spalin a separace tuhých zbytků	33
3.1.4	Chemická úprava vody	36
3.2	Princip dotříd'ování odpadů	37
4	Termodynamický výpočet parní turbíny.....	38
4.1	Předběžný výpočet regulačního stupně A-kola.....	39
4.2	Detailní výpočet regulačního stupně A-kola.....	44
4.3	Výpočet stupňovité části RS-RO	51
4.4	Výpočet stupňovité části RO-NO.....	57
4.5	Výpočet stupňovité části NO-KONDENZÁTOR	62
5	Návrh a výpočet tepelného schématu zapojení.....	69
6	Tepelný výpočet ohříváku vody pro městskou část Líšeň, Vinohrady.....	70
6.1	Návrh pro letní provoz	71
6.2	Návrh pro zimní provoz	83
7	Tepelný výpočet ohříváku vody pro ulici Bělohorská.....	90
7.1	Návrh pro letní provoz	91
7.2	Návrh pro zimní provoz	99
8	Ekonomicko-technická analýza návrhu úprav	107
8.1	Technické úpravy stávající technologie	107
8.2	Návrh průměrů potrubí.....	120
8.2.1	Dimenze potrubí za expanzí páry	120
8.2.2	Dimenze potrubí pro horkovodní síť:	121
8.2.3	Dimenze potrubí pro přívod páry do OTV:	123
8.2.4	Dimenze potrubí do aerokondenzátoru.....	124
8.3	Ekonomická analýza projektu	126

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

ZÁVĚR
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK
SEZNAM OBRÁZKŮ
SEZNAM TABULEK
SEZNAM PŘÍLOH

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

1 Úvod do problematiky komunálních odpadů

Komunální odpady jsou dnes bezpochybně nedílnou součástí každé domácnosti. Jedná se o produkty vzniklé lidskou činností, které v mnoha případech končí na hromadných skládkách. Tyto skládky se pro mnoho států stávají nežádoucím zdrojem zápachu a šíření bakterií. Snahou společnosti je tomuto odpadu předcházet nebo ho minimalizovat natolik, aby nedocházelo k ohrožení lidských životů nebo životního prostředí. Nicméně tuto povinnost nám ukládá i zákon č. 185/2001 ve znění zákona č. 169/2013, paragraf § 10, a to následovně:

„Každý má při své činnosti nebo v rozsahu své působnosti povinnost předcházet vzniku odpadů, omezovat jejich množství a nebezpečné vlastnosti, odpady, jejichž vzniku nelze zabránit, musí být využity, případně odstraněny způsobem, který neohrožuje lidské zdraví a životní prostředí, a který je v souladu s tímto zákonem a se zvláštními právními předpisy.“ [31]

Odpady dnes tvoří jeden z hlavních problémů společnosti, a to především z hlediska skládkování. Snahou je tedy zajistit jiné zpracování či využití odpadu, a tím tak minimalizovat nárůst velkých lokálních skládek. Dalším využitelným zpracováním může být v případě tříděného odpadu recyklace, v případě ostatního směšného komunálního odpadu (dále jen SKO) termicko-oxidační zpracování neboli spalování odpadu. Právě toto spalování dnes obecně společnost odmítá z důvodů nepodložených názorů o šíření mnoha škodlivých látek do okolí a ničení prostředí, ve kterém žijeme. Opak je však pravdou. Musíme si uvědomit, že v případě nespalování těchto odpadů bude zapotřebí jiný zdroj pro výrobu tepla nebo el. energie. Při současném trendu celosvětového zvyšování množství vyprodukovaného odpadu bude i nadále narůstat množství skládek, které se budou stávat zdrojem zápachu a mnohdy i šíření bakterií. Nemluvě o faktu, že tyto skládky mohou způsobovat kontaminaci spodních podzemních vod, mohou být zdrojem lokálních požárů, ale také mohou být domovem mnoha hlodavců a hmyzu, kteří bývají často přenašeči nemocí.

S nárůstem počtu skládek také souvisí množství práce, která bude muset být vykonána. Během provozu skládek je potřeba tyto skládky např. rekultivovat, po ukončení provozu zase několik let monitorovat.

Je zřejmé, že spalování je lepší variantou odstranění odpadu než skládkování. Avšak na druhou stranu má v dnešní době svou hodnotu i ekonomické zatížení stavby tohoto typu zařízení. Proto se dnes u každého návrhu zpracování odpadu touto metodou jedná ryze o analýzu mezi snížením množství ekologické zátěže na životní prostředí v závislosti na ekonomické náročnosti nebo technické realizaci výstavby tohoto zdroje.

Jak už bylo napsáno, tato zařízení pro spalování SKO jsou v dnešní době moderní a ekologicky šetrná. Každá moderní spalovna má dnes stanoveny tak přísné emisní limity, že mnohdy vypouští do ovzduší mnohem méně škodlivých látek, než je tomu u jiných stacionárních zdrojů pro výrobu tepla či el. energie. Důkazem jsou také nejprísnejší legislativní normy, které přímo prikazují spalovnám tyto limity dodržovat. Na druhou stranu u jiných zdrojů, ať už tepla nebo el. energie, nejsou mnohdy některé látky ani sledovány.

Jak nám ukazuje následující tabulka, limity určené pro spalovny se nejvíce přibližují elektrárnám spalující zemní plyn, který je považován za nejčistší fosilní primární zdroj energie vůbec.¹

¹ Pozn.: Použity limity podle Směrnice 76/2000/EC, o spalování odpadů, a Nařízení vlády č. 352/2002. Hodnoty jsou přepočteny na 11% O₂, uvedeny v mg/m³ (kromě PCDD/PCDF – ng TE/Nm³) a vztaheny na suchý plyn při normálních stavových podmínkách (273 K, 1013 mbar).

	Spalovny	Uhelné kotle	Kotle na dřevo	Kotle na mazut	Plynové kotle	Fluidní kotle
Tuhé látky	10	100	250	55	28	67
Organický dusík	10	-	50	-	-	-
SO₂	50	1 667	2 500	945	19	533
NO₂	200	435	650	250	111	267
CO	100	267	650	97	55	167
HCl	10	-	-	-	-	-
HF	2	-	-	-	-	-
PCDD/PCDF	0,1	-	-	-	-	-
Rtuť	0,05	-	-	-	-	-
Kadmium	0,05	-	-	-	-	-
Ostatní těžké kovy	0,5	-	-	-	-	-

Tab. č. 1.1: Emisní limity pro různé kotle, zdroj: [15]

Nejpřísněji hlídanými látkami jsou dioxiny, které jsou z hlediska toxicity nejhorší. Vznikají při spalování látek obsahující především chlor, PVC nebo PCB, ale také při průmyslové výrobě, jako např. bělení papíru nebo výrobě pesticidů. Také velmi často vznikají ve volné přírodě při lesních požárech nebo v lokálních topeništích. Jsou velmi nebezpečné tím, že mohou způsobit zdravotní problémy již při stopovém množství. Tyto látky se nerozpouští ve vodě a v přírodě setrvávají dlouhou dobu. Způsobují především hormonální poruchy, které mohou způsobit poruchy reprodukce živočichů, oslabení imunitního systému nebo v některých případech i rakovinu. U dětí mohou způsobit vývojové vady nebo poškození nervového systému. Produkce dioxinů připadající na lidskou činnost je asi 17,5%, přičemž největší podíl na tvorbě těchto látek má průmysl na výrobu oceli, chemický průmysl a domácí lokální topeniště, kde také často končí mnoho různorodých odpadů. Na rozdíl od těchto procesů je spalování v moderních spalovnách řízené, kde dochází k čištění spalin a kontinuálnímu měření těchto látek. Podíl spaloven na produkci dioxinů je pouhé 1 promile. [15]

Spalovat ve speciálních zařízeních k tomu určených je možné komunální odpad spadající dle přílohy č. 3 zákona 185/2001 Sb. do kategorie R1². Tato zařízení musí splňovat nejen emisní limity podílu škodlivých látek ve spalinách vypouštěných do ovzduší, ale musí také splňovat určité provozní podmínky určené zákonem. [31]

Dále zákon č. 415/2012 Sb. určuje provozní podmínky, které musí daná spalovna komunálního odpadu splňovat při svém provozu. Mezi nejdůležitější podmínky patří zejména:

- Spalovna musí mít nutné odsávání vzduchu do ohniště ze zásobníku odpadu, kde se vytváří podtlak. Pokud neprobíhá spalování, vzduch je odváděn do výduchu schváleného v rámci povolení.
- Stacionární zdroje na tepelné zpracování odpadů se udržují tak, aby bylo splněno, že:
 - bude dodržena dostatečně dlouhá doba v ohništi pro zaručení dokonalého vyhoření tak, aby struska a popel obsahovaly méně než 3% celkového organického uhlíku, nebo aby ztráta žíháním byla menší než 5% hmotnosti suchého materiálu,

² „Využití odpadu způsobem obdobným jako paliva nebo jiným způsobem k výrobě energie“ [31]

- odpadní plyn bude za posledním přívodem vzduchu ohřát ve všech místech na teplotu nejméně 850°C po dobu alespoň 2 sekund; pokud se spaluje nebezpečný obsah s obsahem organických sloučenin chloru vyšším než 1%, musí tato teplota dosáhnout nejméně 1 100°C po dobu alespoň 2 sekund,
- v každé spalovací komoře bude zapnut automaticky hořák, který nesmí spalovat palivo, jehož spálením by vznikly emise vyšší, než po spálení plynového oleje, zkapalněného plynu nebo zemního plynu, v těchto případech:
 - během uvádění zdroje do provozu,
 - během odstavování zařízení,
 - pokud teplota odpadního plynu klesne pod teplotu 850°C, resp. 1 100°C,
 - pokud kontinuální měření emisí zaznamená překročení některých z limitů.
- Při najíždění nebo odstavování stacionárního zdroje v případě překročení emisních limitů nebo podkročení požadované teploty bude zabráněno dávkování odpadu do zásobníku pro spalování.
- Nejméně jednou při uvádění zdroje do provozu bude změřen čas setrvání odpadního plynu při stanovené nejnižší době spalování, přičemž se současně stanovuje množství kyslíku v tomto plynu.
- Nepřetržitě překročení emisních limitů nesmí být delší než 4 hodiny, dále celoroční překročení nesmí být delší než 60 hodin. [23]

Tento zákon nám také určuje již dříve zmíněné emisní limity, které spalovna nesmí překročit. Jedná se především o limity nebezpečných látek a tuhých zbytků. Ze spalin jsou nejčastěji sledovány sloučeniny jako oxidy dusíku (NO_x), chlorovodík (HCl), fluorovodík (HF), oxid siřičitý (SO₂), těžké kovy (TK), dioxiny a furany (PCDD/PCDF). V dnešní době prozatím neexistuje univerzální metoda pro odstranění těchto škodlivin ze spalin, a proto se vždy jedná o kombinaci mnoha procesů pro nejdokonalejší vyčištění spalin. Následující tabulka ukazuje denní max. emisní limity dle zákona a reálně dosahované koncentrace v kotlích spalovny SAKO v Brně. [1]

kotel K2										
	O ₂	HCl *	HF *	SO ₂ *	NO _x *	CO *	Prach *	TOC *	NH ₃	T-K2
	%	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	°C
leden	9,6	7,2	0,1	23,2	163,9	5,9	0	0	1,4	1 084,0
únor	9,6	6,5	0,1	28,9	167,3	6,6	0	0	3,4	1 072,0
březen	9,0	4,5	0,1	30,0	169,9	7,1	0	0	4,0	1 085,0
průměr	9,4	6,1	0,1	27,4	167,0	6,5	0,0	0,0	2,9	1 080,3
Denní emisní limity požadované zákonem 201/2012 Sb., vyhl. 415/2012 Sb. a vydaným IP										
	> 6,0	10,0	0,8	50,0	200,0	50,0	8,0	8,0	50,0	> 850,0

Tab. č. 1.2: Denní reálně naměřené hodnoty na kotli K2, zdroj: [7]

kotel K3										
	O ₂	HCl*	HF*	SO ₂ *	NO _x *	CO*	Prach*	TOC*	NH ₃	T-K2
	%	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	mg/m ³	°C
leden	9,3	7,9	0,2	20,1	163,3	1,3	0	0	0,1	1 063,0
únor	9,8	7,6	0,2	30,4	170,5	2,4	0	0	2,2	1 054,0
březen	9,4	6,3	0,2	31,1	171,7	2,6	0	0	1,3	1 068,0
průměr	9,5	7,3	0,2	27,2	168,5	2,1	0,0	0,0	1,2	1 061,7
Denní emisní limity požadované zákonem 201/2012 Sb., vyhl. 415/2012 Sb. a vydaným IP										
	> 6,0	10,0	0,8	50,0	200,0	50,0	8,0	8,0	50,0	> 850,0

Tab. č. 1.3: Denní reálně naměřené hodnoty na kotli K3, zdroj: [7]

Pozn.: pro výpočet denního průměru byly použity validované hodnoty dle vyhlášky 415/2012 Sb., §9, odst. 6. [7]

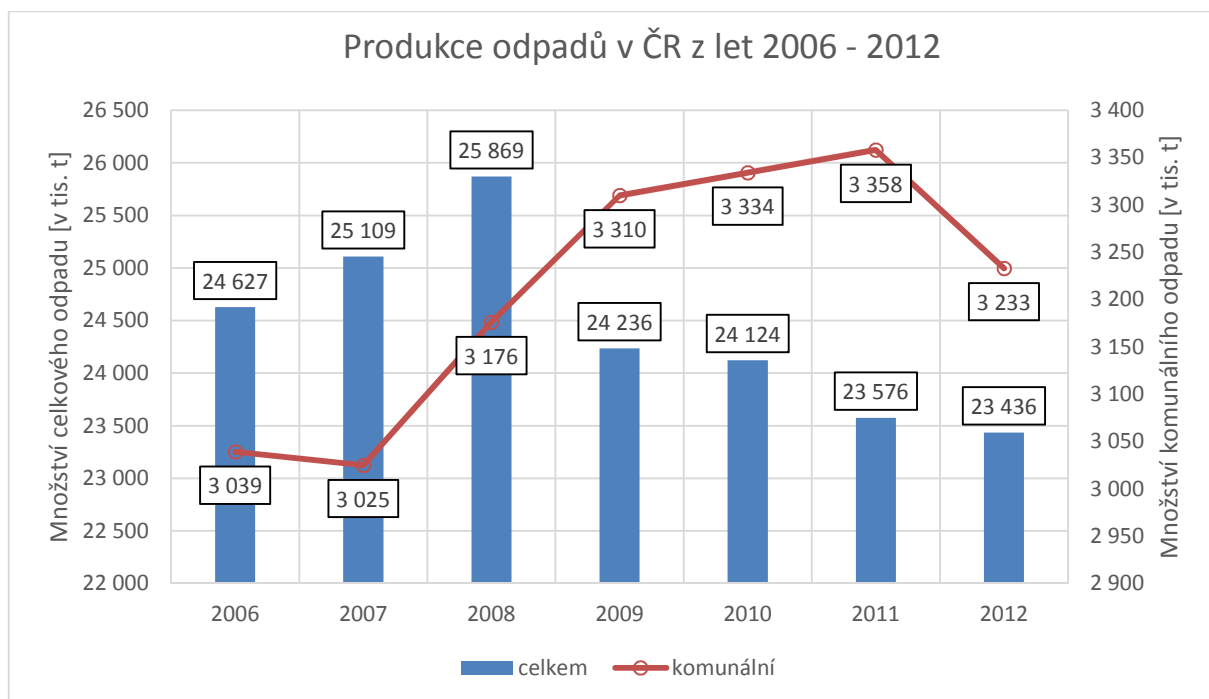
I když dnes existuje prověřená a spolehlivá technologie pro spalování komunálních odpadů, v naší republice jsou nyní provozovány pouze 3 spalovny, a to spalovna Termizo v Liberci, spalovna v Praze v Malešicích a spalovna SAKO v Brně. Je to způsobeno nezájmem investorů o realizaci dalších spaloven z důvodu POH z roku 2003, kdy byla přímo zakázána podpora pro výstavbu nových spaloven. Tento fakt se změnil až v roce 2009, kdy s aktualizací POH byla také oznámena podpora ze státních prostředků. Dnes se tedy už plánují výstavby některých nových spaloven nebo jsou již ve výstavbě. Druhým možným problémem ve výstavbě je názor společnosti o toxicitě těchto zařízení. Ve většině případů tuto stavbu zahrnou ve veřejném referendu právě lidé žijící v okolí výstavby. [1]

U spalování SKO můžeme mluvit hned o několika výhodách. Mezi hlavní výhody patří především úspora nenahraditelných fosilních primárních zdrojů paliv, mezi které patří ropa, uhlí nebo zemní plyn. Dalším neméně důležitým pozitivem je snižování množství odpadů ukládaných na skládky. Spalovny umožňují snížení tohoto množství skládkovaného materiálu až o 90% z hlediska objemu a o 70% z hmotnostního hlediska. [16]

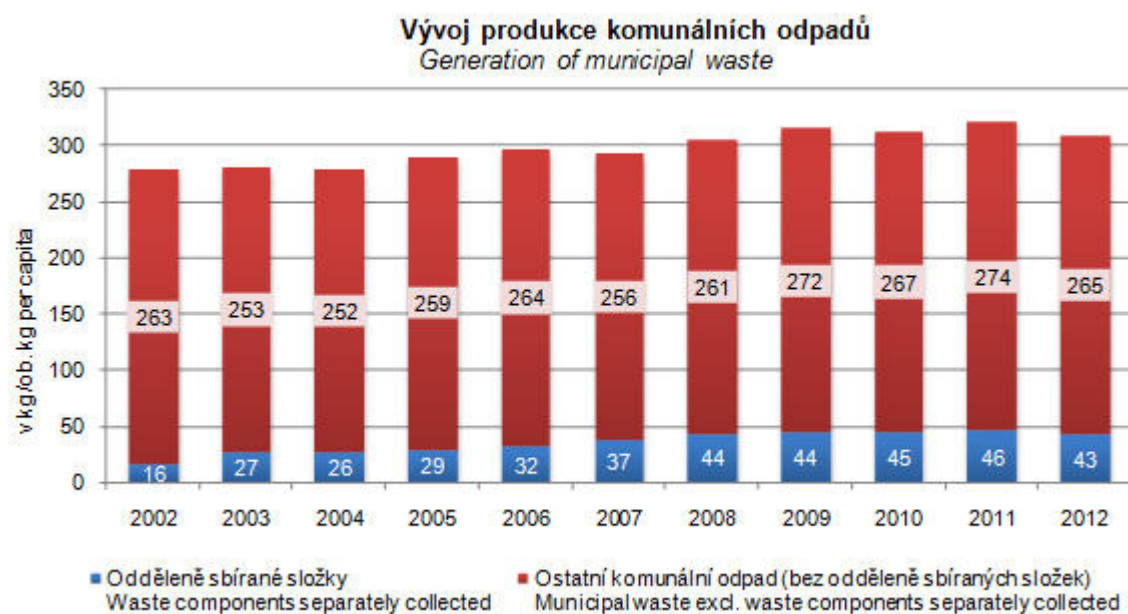
Spálením odpadů ve spalovnách dále také vznikají produkty, které je možné zhodnotit. Jedná se o popílek a hlavně škváru. Tyto materiály mohou být dále využívány v jiných odvětvích jako např. ve stavebnictví, kde se tento materiál stává levným zdrojem pro další zpracování.

Na rozdíl od skládek tento proces neprodukuje metan, který se na skládkách hojně vyskytuje a přispívá velkou měrou k tzv. skleníkovému efektu. Přitom všechny tyto výhody stále splňují platné legislativní normy a jsou v souladu s ochranou životního prostředí. Jedná se tedy o poměrně ekologické zpracování nežádoucích odpadů, přičemž výsledné zbytkové materiály se mohou stát použitelnými produkty. Nevýhodou výstavby těchto zařízení je především ekonomická náročnost výstavby a potřebná plocha k zastavení. [4]

Následující graf nám ukazuje množství produkce odpadů v ČR v letech 2006-2012, přičemž červená křivka znázorňuje podíl právě komunálního odpadu na celkové produkci.



Obr. č. 1.1: Produkce odpadů v ČR z let 2006-2012, zpracováno dle: [22]

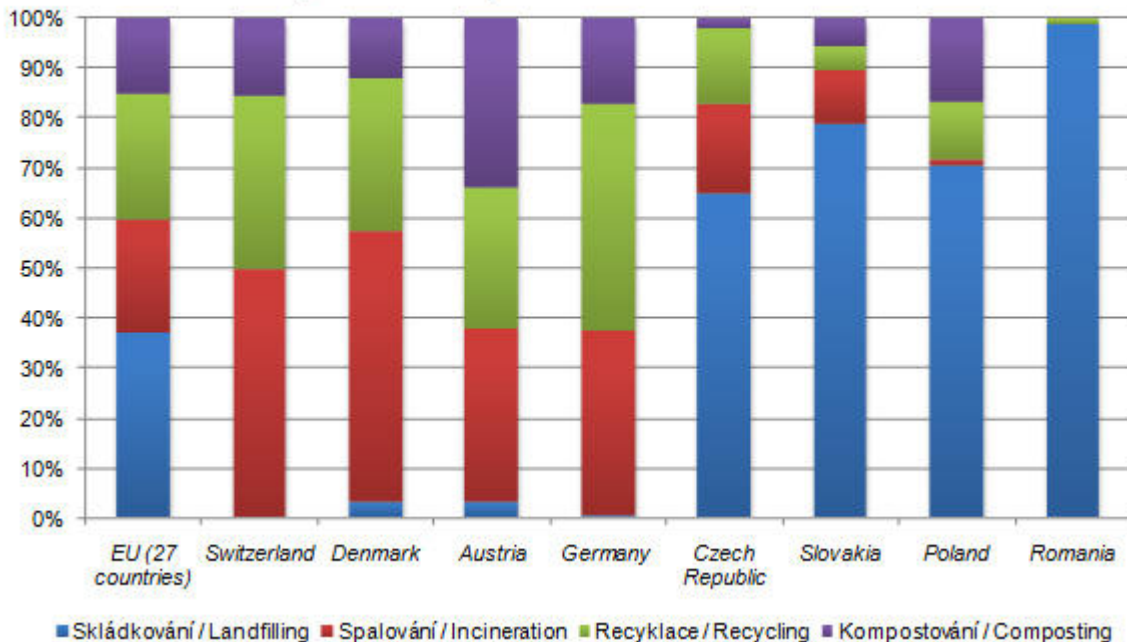


Obr. č. 1.2: Vývoj produkce komunálních odpadů na obyvatele, zdroj: [30]

Dalším zajímavým ukazatelem je následující obrázek, který nám zobrazuje nakládání s odpadem v několika zemích EU. Jak si můžeme povšimnout, některé státy jako např. Švýcarsko, odpady neskládkují vůbec.

Nakládání s komunálním odpadem ve vybraných zemích v roce 2011

Municipal waste management in selected countries in 2011



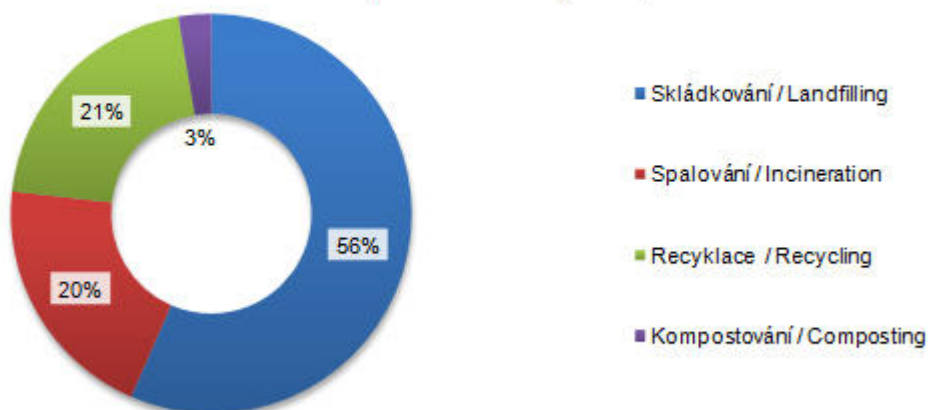
Obr. č. 1.3: Zpracování komunálního odpadu ve vybraných zemích, zdroj: [21]

Z tohoto grafu si můžeme povšimnout, že podíl spalování odpadu na produkci celkového odpadu je v EU přibližně 25%, u nás se tento podíl pohybuje kolem hodnoty 18% (pro rok 2011, pro rok 2012 byl podíl 20%). V naší republice se odpad zpracovává různými způsoby.

Výčet a procentuální zastoupení nám ukazuje obrázek níže.

Způsoby nakládání s komunálními odpady v roce 2012

Methods of municipal waste management; 2012



Obr. č. 1.4: Nakládání s odpady v ČR v roce 2012, zdroj: [32]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

V případě SKO z domácností je patrné, že vstupní materiál do kotle bude zcela různorodý a nehomogenní. Přičemž právě podmínky spalování a především regulace spalovacího procesu je závislá na vlastnostech tohoto vstupního materiálu. Nevýhodou u domovního odpadu je jeho kolísavá výhřevnost, která má velký vliv na změnu parametrů při spalování. Vlastnosti různorodého odpadu nejsme v praxi schopni kontinuálně měřit a analyzovat, proto vycházíme při návrhu z průměrných hodnot. Pro zrovnoměnění podmínek spalování dochází před samotným spalováním k částečné homogenizaci materiálu jeřábovým drapákem. Následující tabulka ukazuje některé proměnné vlastnosti a především jejich velké rozsahy v závislosti na různorodosti komunálního odpadu a dále podíly některých prvků obsažených v těchto odpadech. [16]

Vlastnost, látka	Rozsah hodnot	Jednotka
Výhřevnost	7 – 15	[MJ/kg]
Obsah vody	15 – 40	[%]
Popel	20 – 35	[%]
Uhlík	18 – 40	[% sušiny]
Vodík	1 – 5	[% sušiny]
Síra	0,1 – 0,5	[% sušiny]
Chlor	0,1 – 1	[% sušiny]
Olovo	100 – 2 000	[mg/kg sušiny]
Zinek	400 – 1 400	[mg/kg sušiny]
Rtuť	1 – 5	[mg/kg sušiny]
Nikl	30 – 50	[mg/kg sušiny]
Chrom	40 – 200	[mg/kg sušiny]
PCDD/PCDF	50 – 250	[ng I-TE/kg]

Tab. č. 1.4: Proměnné parametry a složení různorodého SKO, zdroj: [16]

Vstupní zavážka materiálu před samotným spalováním vždy projíždí třídící linkou, kde zaměstnanci spalovny třídí odpad a separují jednotlivé druhy materiálu. Následující tabulka ukazuje primární vlivy některých materiálů na spalování.

Odstranění frakce	Primární vliv na spalování po odstranění
Sklo a kovy	<ul style="list-style-type: none"> • Zvýšení výhřevnosti o cca 15%
Papír, lepenka a plasty	<ul style="list-style-type: none"> • Snížení výhřevnosti o cca 16% • Možné snížení zátěže chlorem • Využití při recyklaci materiálu
Organické odpady	<ul style="list-style-type: none"> • Snížení vlhkosti • Zvýšení výhřevnosti odpadů
Velkoobjemové odpady	<ul style="list-style-type: none"> • Snížení potřeby zpracovávat tento odpad
Nebezpečné odpady	<ul style="list-style-type: none"> • Snížení obsahu nebezpečných látek ve spalinách

Tab. č. 1.5: Primární vlivy určitých frakcí na spalovací proces, zdroj: [16]

2 Účel a historie spalovny komunálních odpadů v Brně

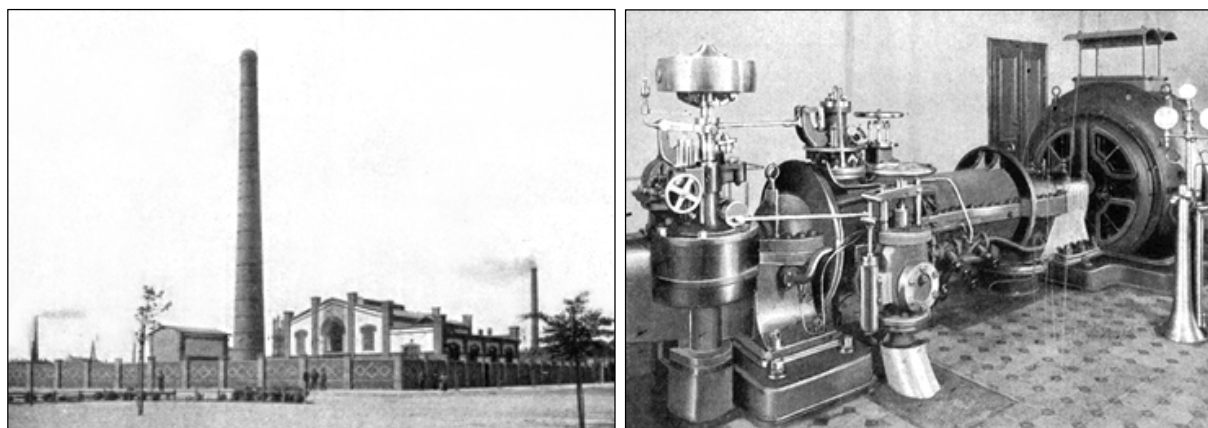
Účelem tohoto technického zařízení je především využití komunálního odpadu jako zdroje pro výrobu jak el. energie, která je prodávána do elektrizační soustavy, tak také pro výrobu tepla, které je použito pro zásobování teplem města Brna. Jedná se tak o kombinovanou výrobu elektrické energie a tepla, označováno mnohdy také jako KVET.

Toto zařízení je vybudováno hned z několika důvodů:

1. Jedná se o poměrně levný zdroj pro výrobu el. energie a tepla pro CZT v Brně.
2. Umožňuje městu stát se alespoň částečně nezávislým na dodávání tepla pro vytápění a ohřev TUV z primárních zdrojů.
3. Způsobuje snižování skládek, které se stávají zdrojem zápachu a množení bakterií.
4. Snižuje zatěžování životního prostředí v okolí města.
5. Umožňuje provozní odstávky jiných techn. zařízení v letním provozu.

Mezi důležité konstrukční faktory patří také možnost provozování zařízení v tzv. ostrovním provozu. V tomto provozu je celé zařízení zcela nezávislé na dodávce elektřiny z elektrizační soustavy a může tak fungovat i při výpadku el. proudu nebo poruše na elektrickém vedení. Právě tzv. blackout se každoročně zkouší, a zároveň se prověřuje stabilita systémů při odpojení dodávek elektřiny do zařízení. [24]

Z hlediska historie má Brno dlouholetou zkušenost se spalováním odpadů. Již v roce 1905 zde byla postavena vůbec první spalovna komunálního odpadu v Rakousku-Uhersku, která byla postavena na základě zkušeností a technologií používaných v německém Dortmundu a Hannoveru, kde byly použity spalovací systém firmy Alfonscustodis .



Obr. č. 2.1: První spalovna v Brně s Parsonovou turbínou v roce 1905, zdroj: [14]

Tato stavba započala v podzimních měsících v roce 1904 a dne 24. 8. 1905 byly spáleny první odpady. Tehdy se jednalo o spalovací pec se sedmi komorami ve spojení s Babcock-Wilcoxovým parním kotlem, který byl připojen na Parsonovu turbínu.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Provozní doba byla pouhých 11 hodin denně a průměrné množství spáleného odpadu asi 27,45 t/den. Tato spalovna zde stála a sloužila až do roku 1941, později na konci 2. světové války byla vybombardována.



Obr. č. 2.2: Vybombardování spalovny v 2. světové válce, zdroj: [14]

V roce 1984 byla zahájena stavba nové spalovny, která najela do zkušebního provozu po 5 letech, tedy v roce 1989. Jednalo se o technické zařízení se 3 spalovacími kotly, každý s 6 válcovými rošty systému Düsseldorf. [13]

Odpad nejdříve procházel dvěma rotujícími válci, které sloužili k rozdrčení větších kusů. Tento odpad dále putoval do zásobníku, který vystačil na 2 dny provozu, odkud byl ručně za pomoci lopat dávkován do kotlů po 10 minutových intervalech. Objem odpadu po spálení se redukoval asi na jednu polovinu původního objemu. [14]

O pár let později, a to v roce 1994 byl dostaven systém na čištění spalin na bázi polosuché vápenné metody společně se systémem dávkování aktivního uhlí. V roce 2004 byla nainstalována technologie pro snižování oxidů dusíku za pomoci vstřikování redukčního činidla do samotného procesu spalování. [13]

Po rekonstrukci spalovny dokončené v roce 2011 je součástí tohoto komplexu také nová moderní dotřídňovací linka, která umožňuje třídít svážený odpad v rámci tzv. separovaného sběru. Jedná se o odstranění nežádoucích příměsí z vyseparovaných odpadů a jejich následné roztřídění na určité frakce a použití pro jiné účely či zpracování.

Dnes nejmodernější spalovna v republice splňuje veškeré požadavky Evropské legislativy na účinnost zařízení pro termické zpracování komunálních odpadů, ale také veškeré požadavky na ekologické řízení a dodržování veškerých emisních limitů nebezpečných látek vypouštěných do okolí. Veškeré technické zařízení je realizováno v souladu s BAT.³

S výhledem do budoucna je toto zařízení připraveno také na určité úpravy, díky nimž dokáže splnit i přísnější limity připravované Evropskou unií. [24]

³ BAT = Best Available Techniques (Nejlepší dostupné techniky)

3 Současný stav spalovny po modernizaci

Dnešní současný stav spalovny je stejný jako po rekonstrukci, která skončila v roce 2011. Mimo samotné spalování se dnes společnost SAKO zabývá i mnoha jinými předměty podnikání, mezi které patří především: [29]

- Výroba tepelné energie
- Rozvod tepelné energie
- Obchod s elektřinou
- Silniční a motorová nákladní doprava
- Podnikání v oblasti nakládání s nebezpečnými odpady
- Likvidace nelegálních skládek odpadu
- Svoz komunálního a vybraného průmyslového odpadu
- Pronájem velkoobjemových kontejnerů
- Mimořádný odvoz odpadů na objednávku
- Provozování sběrných středisek odpadu v Brně

Přičemž samotná společnost SAKO, a.s. se dnes skládá ze tří základních divizí:

- Divize 1 - správa
- Divize 2 - svoz
- Divize 3 – spalovna

Jak už bylo napsáno, základními prvky samotné rekonstrukce v roce 2011 byla výměna spalovacích kotlů, kdy tři kotle s válcovými rošty byly nahrazeny dvěma kotly s vratisuvnými rošty typu Martin. Na rekonstrukci se podílela především francouzská firma CNIM a firma Siemens. Po rekonstrukci má spalovna následující parametry: [2]

Základní technické parametry samotné spalovny po rekonstrukci	
Projektovaná kapacita	224 000 t/rok při výhřevnosti 11 MJ/kg
Výrobce spalovacího zařízení	CNIM – 2 kotle s roštovým ohništěm „Martin“
Provozní rozsah kotlů (odpadů)	8,4 – 16 t/h
Jmenovitý parní výkon	52,3 t/h
Parametry páry na výstupu z kotlů	Teplota 400 °C, tlak 4,1 MPa
Nominální výkon turbíny	22,7 MWe
Využití tepla	Výroba páry a el. energie
Čištění spalin	Pětistupňové

Tab. č. 3.1: Technické parametry spalovacích kotlů, zdroj: [2]

V roce 2012 byla spalovna v rámci záručního provozu již plně v provozu. Nová technologie zvládla plné zatížení a splňovala i veškerá ekologická a provozní nařízení. Strategie kapacitních požadavků byla naplněna a spalovna tak mohla využít energii z téměř 240 000 t odpadů. Tento odpad je nyní do spalovny svážen z celého města, částečně i z Pardubického a Olomouckého kraje. Následující tabulka vystihuje množství vyrobené energie a tepla v závislosti na čtvrtletí v roce 2012. V letních měsících spalovna zásobovala celou teplotenskou síť a Teplárna Brno, a.s. tak mohla provádět pravidelné odstávky a kontrolu technických zařízení.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Čtvrtletí	Návoz odpadu [t]	Prodané teplo [GJ]	Prodaná elektřina [MWh]
1Q	61 756	250 273	13 702
2Q	56 393	205 182	14 658
3Q	65 811	311 497	10 325
4Q	53 492	177 746	10 675
Celkem 2012	237 452	944 698	49 360

Tab. č. 3.2: Množství vstupních odpadů a vyrobená energie v roce 2012, zdroj: [29]

Spálením tohoto odpadu se snížilo skládkované množství dle odhadů spalovny o takové množství, které by zaplnilo náměstí Svobody až do výšky Petrova. Vyrobená energie by stačila pro zásobování Znojma (30 000 obyvatel) energií na 1 rok. A ušetřené množství primárního paliva pro výrobu daného množství energie více než 48 000 t černého uhlí (tato hodnota pro cyklus beze ztrát). [29]

Každý výstup, ať už energetický nebo materiálový, záleží vždy na vstupech do samotného zařízení. Následující tabulka tedy přehledně zobrazuje průměrné vstupy za rok 2011, které byly dodány do spalovny komunálního odpadu v Brně.

Produkt		Množství / rok
Komunální odpad směsný		224 000 t
Komunální odpad separovaný		10 000 t
Zemní plyn (nominální provoz)		771 MWh
Elektřina		22,2 MWh
Surová voda		69 440 m ³
Reagenty	Oxid vápenatý	1 411 t
	Suchý vápenný hydrát	114 t
	Aktivní uhlí	78 t
	Močovina	840 t
Chemická úprava vody	Kyselina chlorovodíková	27,5 t
	Fosforečnan sodný	4 t
	Hydroxid sodný	17 t
	Inhibitor kyslíku (karbohydrazid)	2,4 t
Proplach	Kyselina dusičná	11 m ³
Solidifikace	Cement	100 t/rok

Tab. č. 3.3: Materiálové vstupy do spalovny, zdroj: [24]

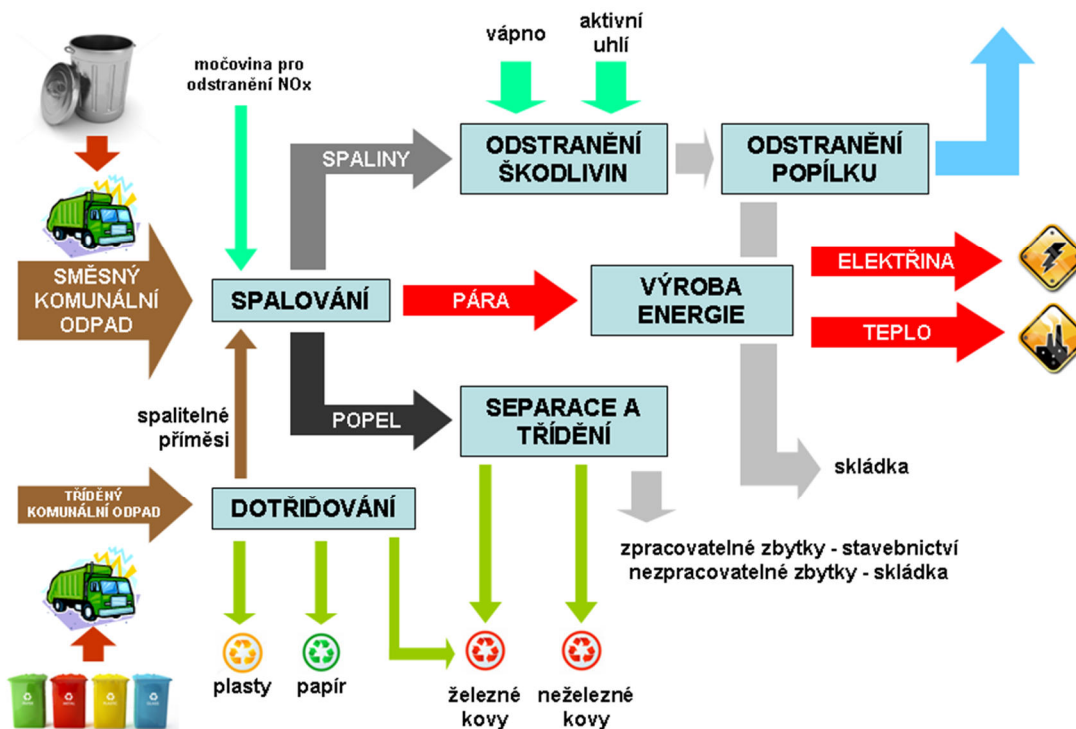
Spotřeby ostatních pomocných surovin, jako např: hydraulické, motorové a převodové oleje, tuky, přípravky pro údržbu strojního zařízení, zářivky, ochranné pomůcky a jiné materiály jsou z množství hlediska zcela zanedbatelné.

3.1 Princip spalování odpadů v SAKO, a. s.

Princip výroby el. energie nebo tepla spočívá v termickém zpracování komunálních odpadů, a to ve spalování. Tento komunální odpad je nákladními auty svážen do areálu spalovny, kde se na bráně váží a následně vysypává do betonových zásobníků. Při spalování vzniká teplo, díky němuž dochází k fázové přeměně vody na páru. Tato pára prochází kondenzační turbínou, kde expanduje a přeměňuje se na energii kinetickou, v generátoru dále na energii elektrickou.

Dalšími produkty vycházející z technologie při spalování SKO jsou především tuhé zbytky jakými jsou škvára a tuhý produkt ze znečištěných spalin, které jsou čištěny ve speciálním zařízení a vypouštěny komínem do ovzduší. K částečnému snižování škodlivých látek dochází již ve spalovací komoře kotle, kde je za provozu dávkována močovina pro odstranění škodlivých plynných produktů, především oxidů dusíku. Tuhé zbytky ve spalinách jsou odstraňovány na textilních filtrech. Škvára je zpracovávána procesem třídění a separace v závislosti na velikosti frakce částic, kde jsou také odděleny železné a neželezné kovy. Zbylé tuhé částic jsou tříděny pro další použití např. ve stavebnictví jako podkladový materiál.

Základní schéma spalovny s toky materiálu a energie můžeme vidět na následujícím obrázku:



Obr. č. 3.1: Princip spalování odpadu ve spalovně SAKO, a.s., zdroj: [24]

Tento proces výroby tepla a el. energie si pro detailnější popis můžeme rozdělit na 4, resp. 5 základní úseků (na Obr. č. 3.2 rozděleno barevně), a to:

1. Dávkování a termické spalování odpadů
2. Parní okruh s výrobou tepla a el. energie
3. Čištění spalin a separace tuhých zbytků
4. Chemická úprava vody
5. Monitorování a regulace samotných procesů

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

určený pro dotříd'ování odjíždí k dotříd'ovacím linkám. Stejný postup probíhá také při odvážení tzv. end produktů po spalování.

Odpady kategorie R1 jsou sváženy do násypky s 8 vsypnými, mechanicky ovladatelnými bunkrovými vraty. Jedná se o zásobník o rozměrech 45 x 25 x 15 m o celkovém objemu 16 875 m³, do kterého se vleze přibližně až 5 000 t odpadu, který tvoří zásobu na 7 dní provozu spalovny při jmenovitém výkonu obou kotlů.

Tento odpad v zásobníku je homogenizován mostovým jeřábem s drapákem a dopravován do jednotlivých násypky kotlů. Každý jeřáb je vybaven tenzometrickými váhami, které slouží k měření a regulaci množství odpadu dodávaného do kotle.

Velkorozměrný odpad, který není možné vysypat do násypky kotle je drcen ve dvourotorovém drtiči s elektrohydraulickým pohonem a přítlakem v násypce, jehož rotory jsou opatřeny segmentovými noži.

Kapacita drtíčního zařízení ODES	10 t/hod.
Drtící síla	600 t
Hustota materiálu na drcení	100 – 300 kg/m ³
Velikost rozdrčeného materiálu	0,1 x 0,1 x 0,4 m

Tab. č. 3.4: Parametry drtíčního zařízení, zdroj: [24]



Obr. č. 3.3: Drtící zařízení ve spalovně SAKO, a.s., zdroj: [24]

V samotné kotelně spalovny se nachází 3 kotle, z nichž 2 jsou identické (K2 a K3) a jeden je z dob před rekonstrukcí a slouží jako studená záloha. Každý z kotlů K2 a K3 je vybaven vrativým roštem vyvinutým speciálně pro spalování odpadů. Výhodou těchto kotlů, resp. roštů je dostatečně dlouhá doba pro zajištění dokonalého spalování a hlavně promíchání odpadu.

Právě promíchávání odpadu hraje velmi důležitou roli z hlediska zápalnosti. Vlivem promíchávání je odpad podávaný na rošt okamžitě zapalován, kde teplota v hořící vrstvě se pohybuje v rozmezí 1 000 – 1 100 °C. [2]

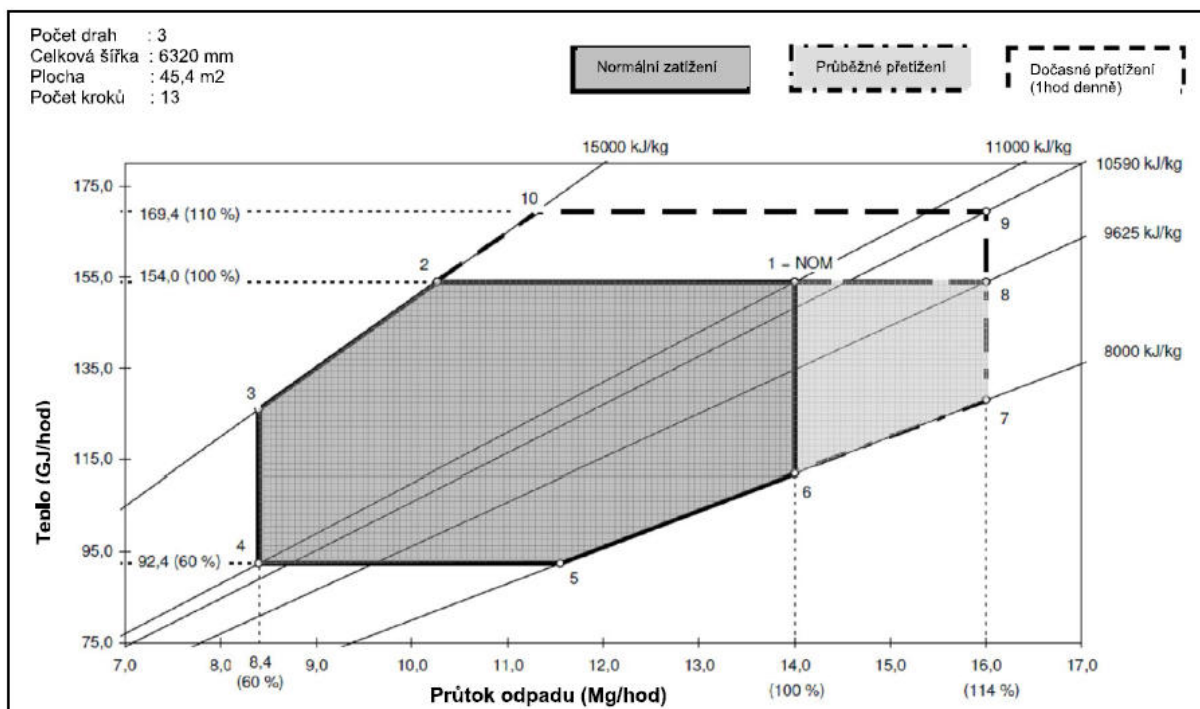
Toho je docíleno pohybem každé druhé roštnice proti pohybu posuvu odpadu. Každá z těchto roštnic je vyrobena ze slitiny železa s vysokým podílem chromu a jsou chlazeny příívodem primárního vzduchu speciálními otvory.

Krok posunu roštnice je kolem 400 mm. Tyto rošty mohou být použity pro odpady s výhřevností i přes 15 MJ/kg, kdy chlazení vzduchem bude stále dostačující.

Z charakteristiky, resp. diagramu zatížení roštu lze zjistit některé parametry při určitých stavech spalování odpadů. Několik stavů vycházejících z tohoto diagramu můžeme vidět níže.

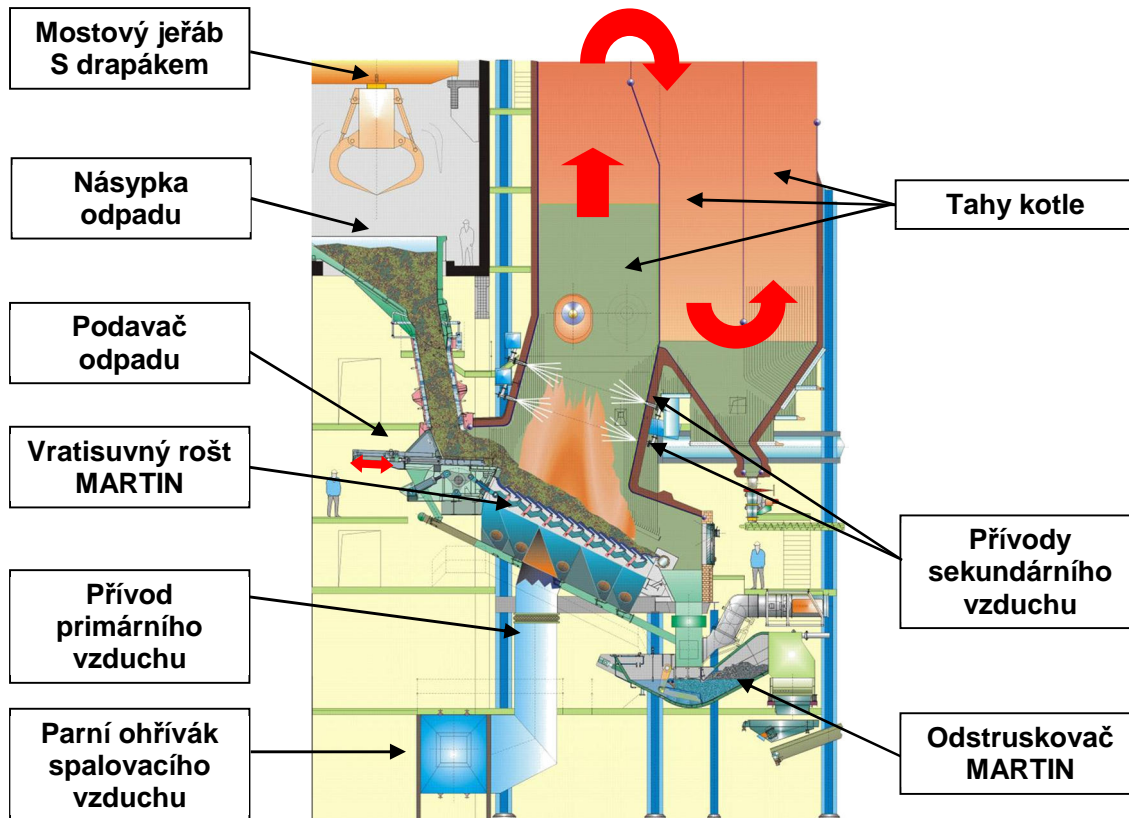
	Provozní stav	A	B	C	D	E
		Množství spalovaného odpadu [t/h]	Výhřevnost odpadu [MJ/kg]	Tepelný výkon [GJ/h]	Množství získané páry [t/h]	Zatížení roštu [%]
1	Jmenovitý výkon	14	11	154	52,3	100
2	Max. A, min. B	14	8	112	-	83
3	Max. přetížení, jmen. E	16	9,625	154	52,1	100
4	Max. přetížení, min. B	16	8	128	-	83
5	Min. C, min. B	11,5	8	92,4	-	60
6	Jmen. E, max. B	10,27	15	154	-	100
7	Min. A, max. B.	8,4	15	126	-	82
8	Min. A, min. C	8,4	11	92,4	31,2	60

Tab. č. 3.5: Provozní body z diagramu zatížení roštu, zdroj: [10]

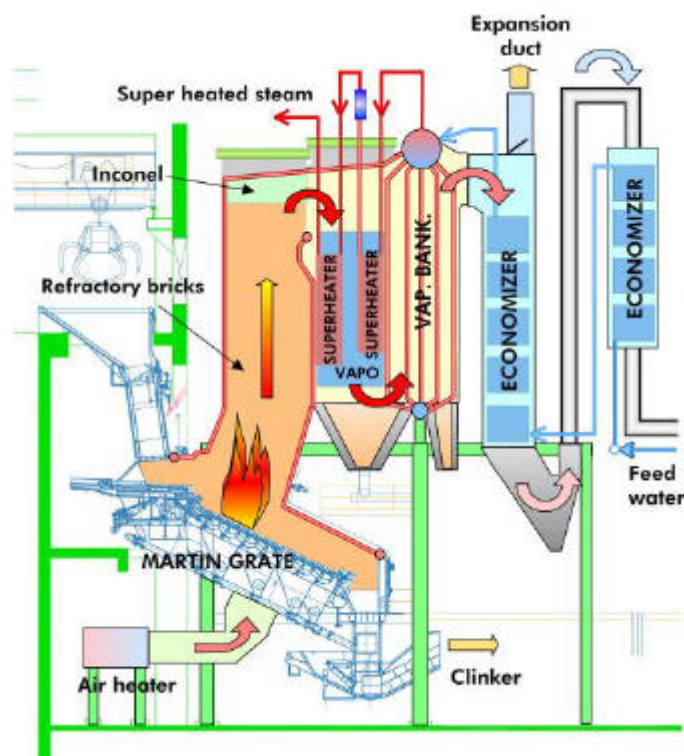


Obr. č. 3.4: Diagram zatížení roštu, zdroj: [10]

Následující obrázek nám zobrazuje schematicky kotel s jeho součástmi.



Obr. č. 3.5: Schematické zobrazení částí kotle, zdroj: [24]



Obr. č. 3.6: Celkový pohled na tahy kotle, zdroj: [10]

Parametry kotle K2, resp. K3	
Výrobce	CNIM, Francie, La Seyne Sur Mer
Rok výroby	2009
Účinnost	cca 85%
Jmenovitý parní výkon	52,34 t/hod.
Maximální parní výkon	57,6 t/hod.
Jmenovité parametry páry na výstupu	4 MPa; 400°C
Maximální parametry přehřáté páry	5,4 MPa; 420°C
Výhřevnost spalovaného odpadu	8 – 13 MJ/kg
Dostupnost každého kotle	Min. 7 884 h/rok
Zkušební tlak při hydraulické zkoušce	9,72 MPa
Tlak pojistného ventilu na bubnu kotle	5,4 MPa
Tlak pojistného ventilu na výstupu přehřáté páry z kotle	4,9 MPa
Celkový objem kotle	82 m ³
Celková výhřevná plocha kotle	3 250 m ²
Palivo pro stabilizační hořáky	Zemní plyn
Výhřevnost zemního plynu	cca 34MJ/Nm ³

Tab. č. 3.6: Parametry kotlů K2 a K3, zdroj: [24], [10]

Teplota napájecí vody	135°C; min 105°C
Nejnižší hladina vody v bubnu	-200 mm
Teplota spalin za kotlem	190°C
Jmenovité množství spalovaných odpadů	14 t/h
Maximální množství spalovaných odpadů	16 t/h
Minimální množství spalovaných odpadů	8,4 t/h

Tab. č. 3.7: Ostatní parametry související se spalováním odpadů, zdroj: [10]

Tento kotel je samonosný a má 2 bubny. Jeho uložení je právě v úrovni spodního bubnu, který tvoří pevný bod kotle a tepelná dilatace směřuje vzhůru. Každý tento kotel je třítahové, resp. pětítahové koncepce s přirozenou cirkulací parovodní směsi právě mezi dvěma bubny. První 3 tahy jsou koncepčně řešeny jako výparník z parotěsných membránových stěn a v dalších 2 tazích se nachází ekonomizér, který se skládá ze dvou částí.

První tah je tvořen hladkými membránovými trubkami s celkovou teplosměnnou plochou 391 m². Ve spodní části jsou trubky pokryty šamotovými cihlami a v horní části INCONELEM 625. Výstupní teplota spalin je v této části zhruba 900°C.

V druhém tahu je umístěna sálavá teplosměnná plocha, sloužící k přehřátí páry. Její celková plocha trubek je 682m² a teplosměnná plocha druhého tahu 270m². Výstupní teplota spalin se pohybuje kolem 620°C.

Ve třetím tahu se nachází samotný výparník, který propojuje oba bubny. Skládá se z 50 trubek o celkové ploše 1 174m². Teplota na výstupu z tohoto tahu je cca 425°C.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Čtvrtý tah je tvořen ekonomizérem 1, který je umístěn horizontálně, tedy kolmo na tok spalin. Jeho celková plocha je $1\,452\text{m}^2$. Dále se tu nachází jediná expanzní klapka, která umožňuje odvod spalin na střechu kotelny v případě navýšení tlaku nad maximální výpočtové hodnoty. Teplota spalin vycházejících z tohoto tahu je 250°C .

Pátý a tedy poslední tah je tvořen čtyřmi bloky ekonomizéru 2 o celkové ploše 877m^2 , které jsou také umístěny horizontálně. Konečná teplota odcházejících spalin do dalších částí, a to částí pro čištění těchto spalin je 190°C .

V boční stěně ohniště je potom umístěn najížděcí a stabilizační hořák na zemní plyn. [24]

Ke značnému promíchávání spalin a dokonalému vyhořívání plynného nedopalu slouží 4 řady přívodu sekundárního vzduchu, jehož proudy se vzájemně překrývají. Slouží také ke stabilizaci teplotního profilu spalovací komory. Tato teplota je také neustále sledována infračervenými pyrometry.

Samotné spalování může být regulováno hned několika zásahy, mezi které patří hlavně regulace množství primárního vzduchu, regulace množství přiváděného paliva, anebo např. rychlost posuvu roštnic. [2]



Obr. č. 3.7: Montáž kotlového svazku a spodní bubeny, zpracováno dle: [2]



Obr. č. 3.8: Přívod sekundárního vzduchu do prostoru spalovací komory, zdroj: [2]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

3.1.2 Parní okruh s výrobou tepla a el. energie

1.1.1.1 Turbosoustrojí

Hlavní částí tohoto okruhu je kondenzační odběrové turbosoustrojí. Vyrobená pára z kotlů o jmenovitém tlaku 4,0 MPa a teplotě 400°C je přiváděna do parní turbíny, kde dochází k expanzi této páry a přeměně na energii mechanickou v podobě točícího se rotoru. Vstupní hodnoty admisní páry jsou 3,8 MPa a teplota 397°C. Z těchto jmenovitých hodnot budu nadále vycházet ve výpočtech. Samotná turbína je spojena s jednostupňovou převodovkou pro snížení otáček a generátorem, který vyrábí el. energii. Na výstupu z turbíny pára v současném zapojení směřuje potrubím do vzduchem chlazených kondenzátorů, tzv. aerokondenzátorů.



Obr. č. 3.9: Vzduchový kondenzátor, zpracováno dle: [2]

Parní turbína, typ SST 300 od firmy Siemens je vybavena 1 regulovaným a 1 neregulovaným odběrem. Regulovaný odběr slouží k napájení středotlakého parního rozdělovače, odkud pára směřuje především do potrubí pro CZT, dále slouží pro pokrytí vlastní spotřeby a pro udržení podtlaku v kondenzátoru. Druhý odběr slouží pro zvýšení účinnosti celkového cyklu, a to ohřevem kondenzátu a jiných procesních vod. Funkčně tedy slouží jako nízkotlaká regenerace napájecí vody.

Lopatkování této turbíny se skládá z vysokotlakého (dále jen VT) regulačního dílu s následujícím regulovaným odběrem páry. Dále navazuje nízkotlaká (dále jen NT) regulační clona, která plní funkci regulace množství páry odcházející regulovaným odběrem, resp. množství páry proudící do následujících stupňů. Za touto clonou se dále nachází 5 NT stupňů, za kterými je neregulovaný odběr. Za ním jsou poslední 3 NT stupně, po nichž pára odchází právě do kondenzátoru.

Veškeré lopatkování stupňů je přetlakové, až na regulační stupeň, který je řešen jako rovnotlaké (akční) kolo, označováno také jako A-kolo.

Před samotnou turbínou jsou umístěny 3 vysokotlaké regulační dvousedlové ventily ovládané servopohonem, na které navazují 3 dýzové skupiny regulačního stupně.

Radiální ložiska jsou provedena s naklápějícími segmenty. S těmito segmenty je také osazeno přední axiální ložisko. Pro kompenzaci axiální síly jsou v přední části turbíny umístěny 2 vyrovnávací písky.

Smysl otáčení turbíny je proti směru hodinových ručiček při pohledu toku páry turbínou. [10]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Při odstávce nebo poruše turbíny je pára vedena obtokem (tzv. bypassem) přes redukční stanici a zchlazení vstřikem kondenzátu rovnou do středotlakého rozdělovače nebo do kondenzátoru. V těchto redukčních stanicích dochází ovšem k maření energie vlivem izoentalpického škrcení pomocí ventilů.

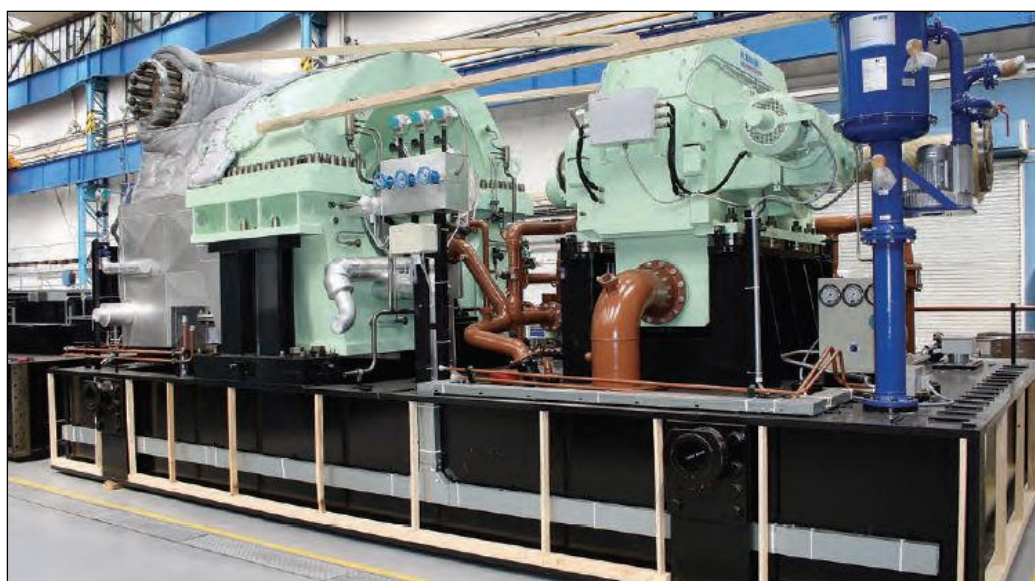
El. energie je z generátoru transformována z 6,3 kV na 22 kV a vyvedena vedením do rozvodny Černovické terasy. [24]

Maximální množství páry na vstupu - hlnost	113 t/h
Vstupní pára – jmenovitý tlak	37 bar
Vstupní pára – jmenovitá teplota	397 °C
Maximální přípustná odchylka teploty páry	± 20 °C
Jmenovité otáčky	6 797 min ⁻¹
Vypínací otáčky	7 477 min ⁻¹
Elektrický výkon v kondenzačním režimu, s průtokem páry regul. odběrem pouze 12,4 t/h	22,7 MWe
Elektrický výkon v odběrovém režimu, s průtokem páry regul. odběrem 86,8 t/h (maximální dodávka tepla do CZT)	8,6 MWe

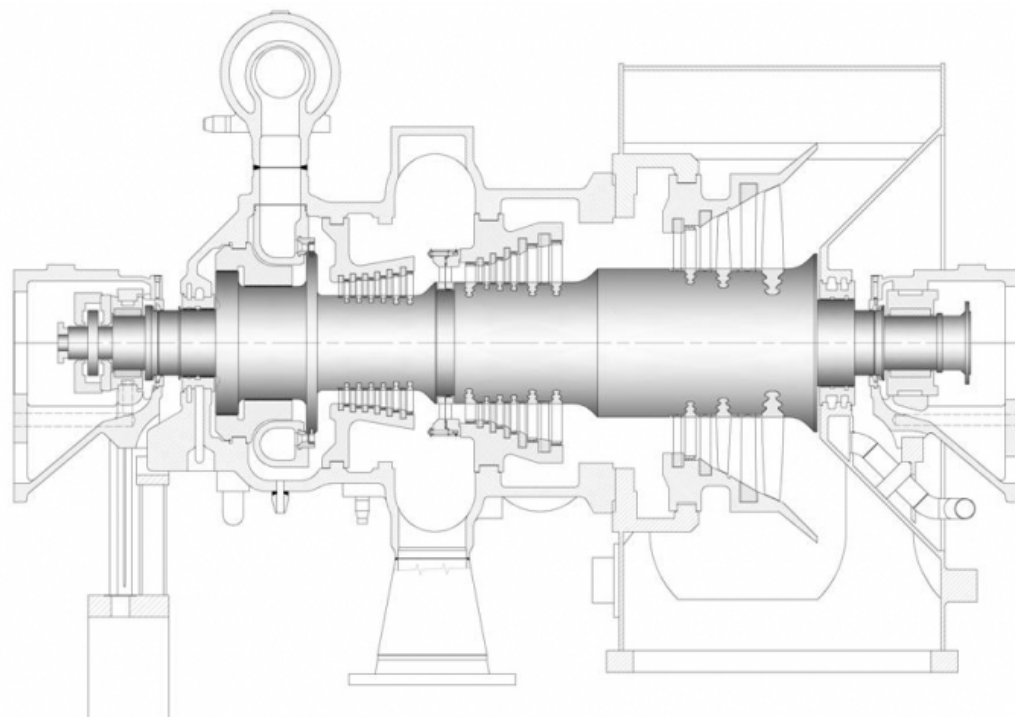
Tab. č. 3.8: Parametry kondenzační turbíny Siemens SST – 300, zdroj: [24]

Regulovaný odběr	
Jmenovitý tlak	1,05/(1,0-1,1) MPa
Maximální průtok páry	88 t/h
Neregulovaný odběr	
Jmenovitý tlak	0,117 MPa
Maximální průtok páry	10,4 t/h
Výstupní pára (do kondenzátoru)	
Jmenovitý tlak	0,004-0,034 MPa
Maximální průtok páry	90,3 t/h

Tab. č. 3.9: Parametry odběrů páry z kondenzační turbíny, zdroj: [24]



Obr. č. 3.10: Turbína SST-300 na základovém rámu, zdroj: [2]



Obr. č. 3.11: Řez turbínou od firmy Siemens, typ SST-300, zdroj: [2]

1.1.1.2 Přídavná zařízení

Součástí dodané turbíny musí být také regulační a hlavně bezpečnostní prvky a jiná zařízení důležitá pro provoz turbosoustrojí.

Mezi jedny z nejdůležitějších bezpečnostních zařízení patří zpětné klapky. Jedná se o zařízení zabezpečující výstupy páry z turbíny proti zpětnému proudění. Jedná se především o ochranu při stavu, kdy v turbíně poklesne tlak a pára může proudit z regulovaného a neregulovaného odběru zpět do turbíny. Tato zpětně proudící pára může způsobit nedovolený nárůst otáček nad kritické nebo může způsobit nedovolené ochlazování, případně proudění vody do lopatek turbíny, které mohou být poškozeny. Tato klapka vlivem od vlastní hmotnosti a tlaku média se uzavírá při zpětném proudění. Je také doplněna o hydraulické zařízení, které způsobuje přitlačování pružiny při stavu zavřeno. [10]

Druhým velmi důležitým prvkem z hlediska bezpečnosti je rychlozavěrný ventil. Tento ventil umožňuje náhlé a velmi rychlé uzavření přívodu páry do turbíny, avšak v otevřené poloze způsobuje pouze minimální tlakovou ztrátu. Síla ovládající tento ventil je zapříčiněna vestavěnou pružinou a hydraulickým ovladačem. Samotné uzavření ventilu je vyvoláno přerušením přívodu regulačního oleje o tlaku 8 bar a dále silou pružiny. Před tímto ventilem se také nachází síto, které zabraňuje vniknutí pevných částic do lopatkování turbíny. [24]

Dalšími přídavnými zařízeními jsou vysokotlaké regulační ventily. Slouží pro regulaci množství páry jdoucí do regulačního stupně přes soustavu regulačních dýz. Tím pádem také dokáží regulovat výkon turbíny. Jedná se o 3 ventily umístěné na horná polovině turbínové skříně. Pro každou skupinu dýz je právě 1 regulační ventil. Tyto ventily se otevírají postupně, tudíž další ventil je otevírán až po dosažení maximálního zdvihu ventilu předešlého.

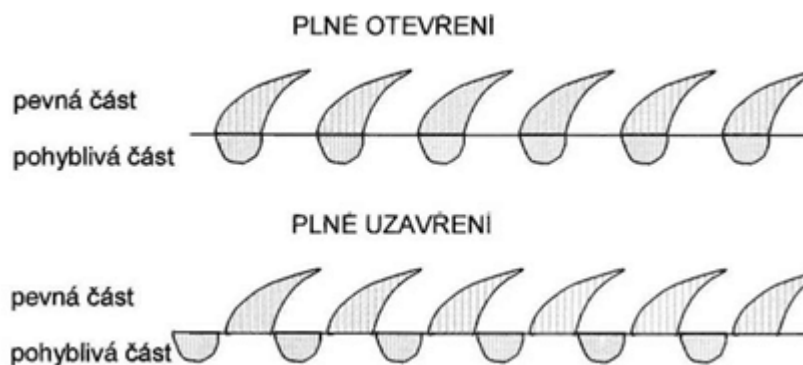
Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Jedná se o dvousedlové ventily, které mají výhodu v tom, že potřebují pouze malé síly pro ovládání. Zdvih prvního ventilu je 19,5mm, druhého ventilu 14,5mm a posledního ventilu 21mm. Maximální činný zdvih servomotoru je tedy celkem 55mm.

Regulace je provedena tzv. skupinovou regulací, to znamená, že statorová řada lopatek je rozdělena na několik skupin dýz, které jsou částečně ostříkovány proudem páry. V případě turbíny SST300 pro SAKO se jedná o 3 skupinové dýzy s celkovým počtem 80 dýz. Jelikož dochází k postupnému otevírání ventilů, ke škrcení páry dochází vždy pouze na 1 ventilu, a tudíž je tak snížena tlaková ztráta. Následující obrázek nám zobrazuje rozdělení skupinových dýz v turbíně po obvodu při vstupu páry do statorové dýzy.

Parciální ostřík regulačního stupně se navrhuje jednak z důvodu regulace turbíny, ale především náhlého snížení parametrů páry na začátku expanze, co např. způsobuje použití 1 plášťové turbínové skříně. Parciální ostřík se většinou používá u turbín, jejíž první lopatky z důvodu malého měrného objemu by byly menší než 12 mm. Pokud při výpočtu vychází takto krátká lopatka, dochází k nárůstu okrajových ztrát a ke vzniku ztrát sekundárním prouděním. Tato úprava se používá výhradně u rovnotlakých stupňů z toho důvodu, aby nedocházelo ke zpětnému proudění a ovlivňování vstupní páry na neostříkнутých dýzách vlivem rozdílů tlaků. Další výhodou je zpracování většího entalpického spádu, tudíž dochází k úspoře počtu stupňů a snížení tak ložiskové vzdálenosti a prohýbání hřídele. Nevýhodou této regulace je snížení účinnosti vlivem vzniku ztrát parciálním ostříkem. [9]

Mezi vysokotlakou a nízkotlakou částí parní turbíny je zapojena regulační clona. Jedná se o lopatkové kolo, které je umístěno kolmo na osu a rozděleno na 2 části. Zatímco výstupní část je pevná a je upevněna v nosiči lopatek, přední část této clony je posuvná a umožňuje otevírání a zavírání po obvodu kola. Tímto posunem se reguluje průtočný průřez pro páru a tím je měněn poměr páry proudící do regulovaného odběru a dále do turbíny. [10]



Obr. č. 3.12: NT regulační clona, zdroj: [24]

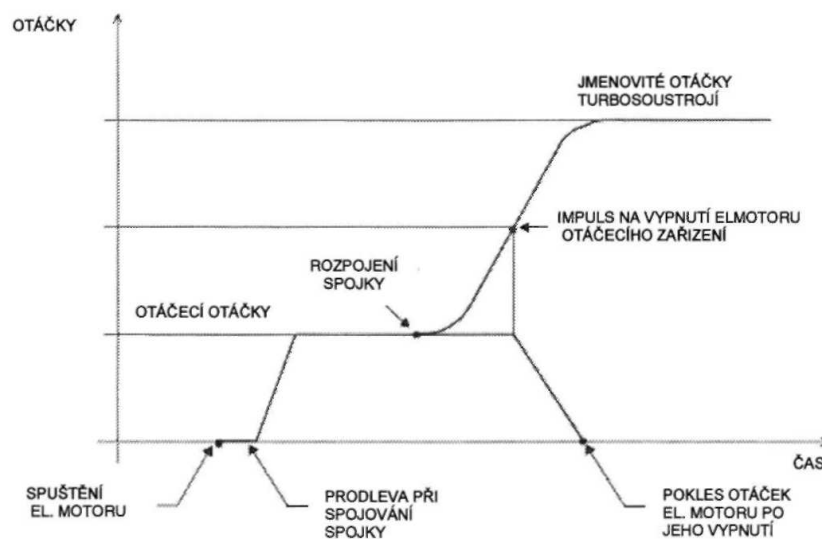
Na výstupním hrdle turbíny je dále zapojena pojistná membrána, která slouží pro ochranu před nadměrným a nedovoleným nárůstem tlaku v kondenzátoru. Je složena z nerezových plechů, které se protrhávají při tlaku vyšším než 0,539 bar, tj. 0,0539 MPa. Dále je tato membrána určena pro provoz, při nichž pára v těchto místech nedosahuje teploty vyšší než 145°C.

Pro spuštění nebo odstavení turbíny je důležité otáčecí zařízení. Slouží pro protáčení turbíny, aby nedocházelo k tepelným deformacím a tím spojeným haváriím a poškození samotného lopatkování. Toto zařízení je poháněno elektromotorem. Je umístěno na konci pastorku, který je spojen s turbínou přes samospínací spojku SSS. Toto zařízení je také chráněno samosvorností šnekového převodu před zpětným chodem protáčení. [24]

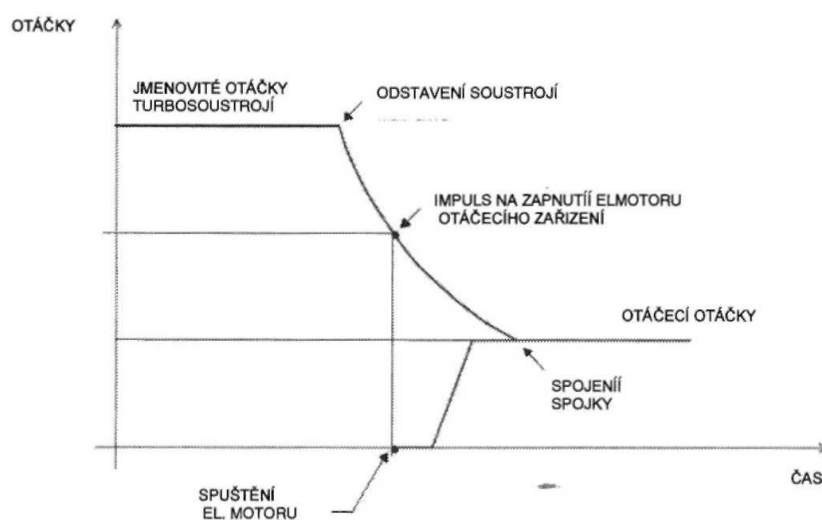
Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Důležitým prvkem za turbosoustrojím je aerokondenzátor. Skládá se ze 2 baterií obsahující 2 moduly, kde každý modul obsahuje dále 2 ventilátory. Tedy celkem se vzduchový kondenzátor skládá z 8 ventilátorů. Každá baterie má své vlastní potrubí na kondenzát a nezkondenzované plyny, tudíž je možné zastavit 1 baterii, zatímco druhá je stále v provozu. V zimních měsících, kdy není potřeba tak vysoké zatížení, je baterie č. 2 odstavena uzavřením ventilu na vstupu páry. Pára je přivedena do sběrače páry, který tuto páru rozvádí do 4 řad žebrovaných trubek, jejichž žebrování se od sebe liší tak, aby byl vyvážen účinek rostoucí teploty chladícího vzduchu. Výsledný kondenzát je odváděn spodními lapači. Celková teplosměnná plocha trubek vzduchového kondenzátoru je 128 504 m². [10]

SPOUŠTĚNÍ TURBOSOUSTROJÍ



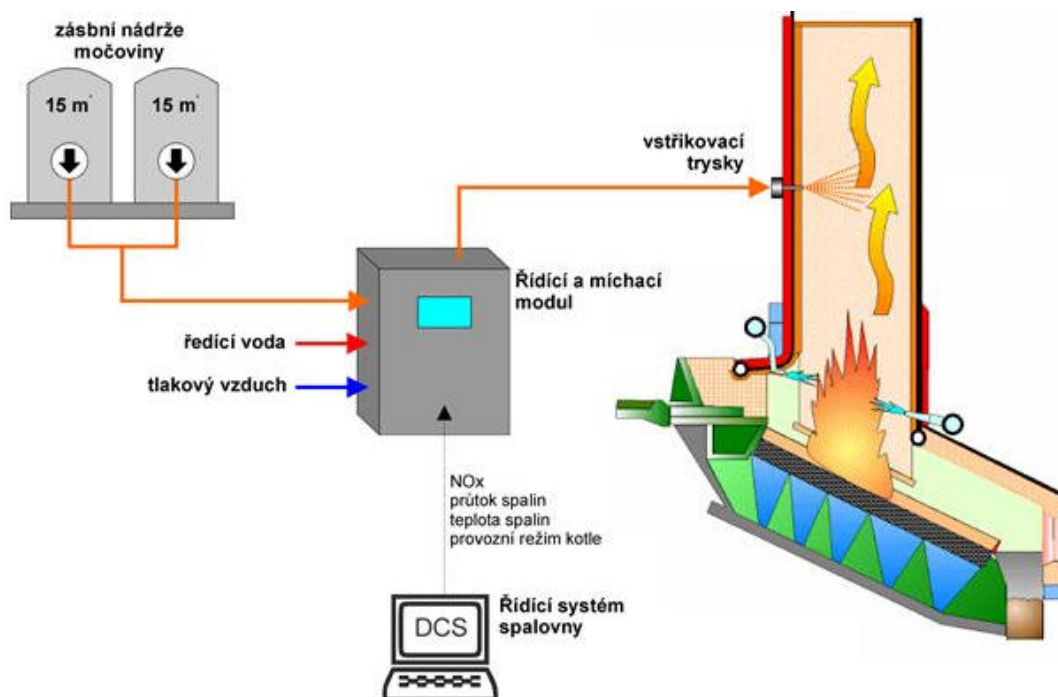
ODSTAVENÍ TURBOSOUSTROJÍ



Obr. č. 3.13 Časová závislost zapojení otáčecího zařízení pro protáčení turbíny, zdroj: [24]

Tyto veškeré komponenty jsou nedílnou součástí zapojení turbíny, která se stává součástí tepelného zapojení spalovny. Následující obrázek nám pomůže si představit základní schéma zapojení.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------



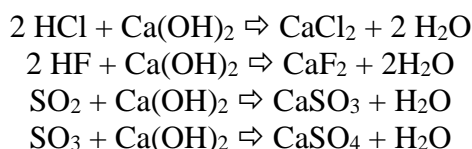
Obr. č. 3.15: Schéma dávkování redukčního činidla do procesu spalování, zdroj: [24]

Výsledné spaliny, které vznikají spalováním odpadů, obsahují mnohé nebezpečné látky, především sloučeniny síry, uhlíku a chloru. Dle norem, podíly těchto složek musí být dodržovány pod emisními limity. Proto je v této spalovně nainstalován systém čištění spalin tzv. polosuchou vápennou metodou.

Tento systém je tvořen absorbérem a textilním filtrem pro zachycení popílku. Spaliny jsou přiváděny do absorbéru, kde se seshora dávkuje hlavní reagent - vápenné mléko. Tento reagent je rozprašován rotačním atomizérem, který způsobuje dokonalé promísení malých kapiček vápenného mléka se spalinami, přičemž tyto spaliny jsou rozvířeny perforovanými stěnami a upraveným profilem lopatek a mají dostředivý charakter proudění. Vápenné mléko je rozprašováno tak, aby směr těchto kapiček byl symetrický po ose válcově-kuželovité komory. Čím více dochází k promíchání těchto složek a jejich vzájemné interakci, tím efektivnější je tento proces čištění spalin. Kapičky reagentu mívají po průchodu atomizérem rychlost přibližně 160 m/s. Po této interakci a smíšení suspenze se spalinami vznikají tuhé částice, které jsou spolu s popílkem zachycovány na rukávcích textilního filtru. [24]

Hlavním důvodem čištění spalin je neutralizace oxidu sírového (SO_3) a chlorovodíku (HCl) ve vodném roztoku. Výsledkem této neutralizace je snížení rosného bodu spalin. Poté je možné nastavit teplotu spalin na výstupu na hodnotu o cca $10\text{-}20^\circ\text{C}$ vyšší než je teplota rosného bodu, která je v tomto případě cca 110°C . Při odpaření veškeré vody z nástříkové suspenze, nastává suchá fáze, při níž dochází k neutralizaci oxidu siřičitého (SO_2). [10]

Sumární rovnice popisující reakce mezi škodlivinami a $\text{Ca}(\text{OH})_2$:



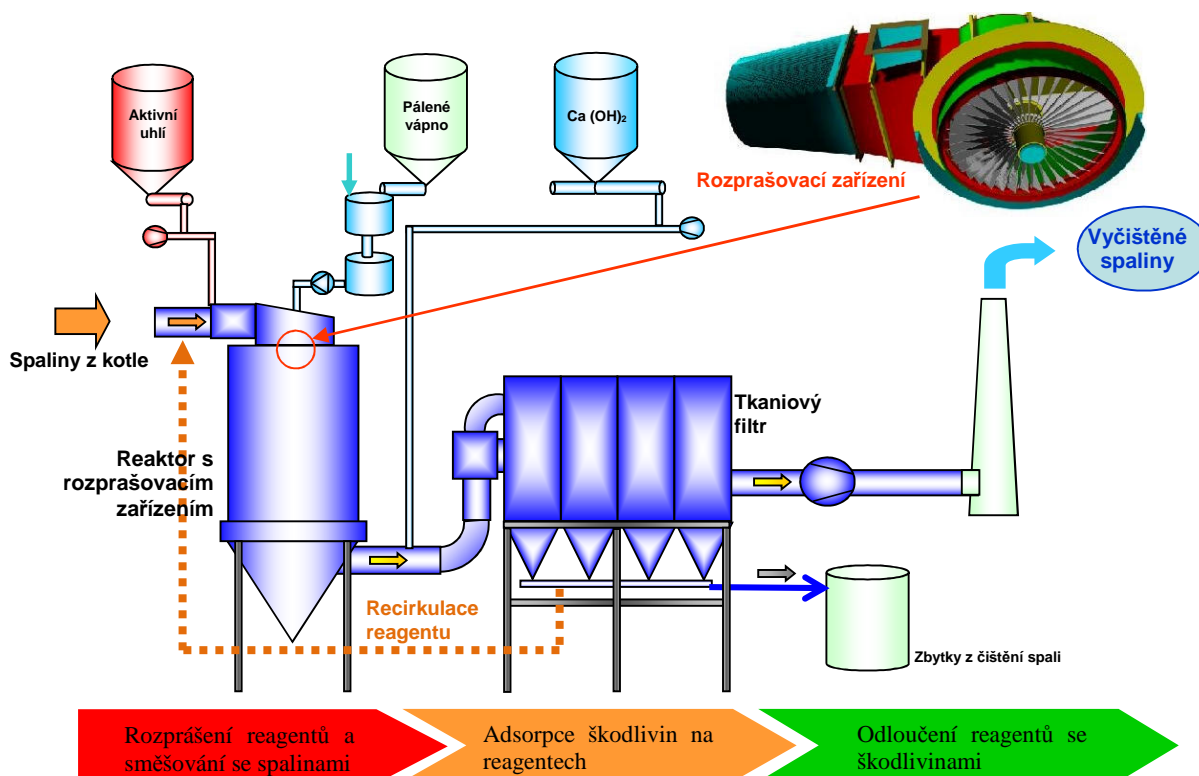


Rozprašovací zařízení v tomto absorbéru je vždy jednou za 2 – 4 týdny čištěno roztokem HCl bez přerušení provozu. Čištění tohoto zařízení trvá celkem asi 15 minut. V této době musí být spaliny chlazený z důvodu ochrany hadic textilního filtru před přehřátím. Slouží k tomu proud silného vzduchu z otvoru při vytažení atomizéru. Ve spodní části absorbéru je zařízení pro odběr a dopravu popílku a odloučených tuhých zbytků ze dna výsypky.

Spalovna má také nainstalován systém dávkování suchého vápenného hydrátu, který je aplikován mezi absorbér a textilní filtr. Tento systém slouží především pro krytí krátkodobých špiček s nárůstem emisí škodlivin.

Obr. č. 3.16: Absorbér pro čištění spalin, zdroj: [2]

Dalším zařízením zvyšujícím ekologickou bezpečnost plyných spalin je dávkování aktivního uhlí. Toto dávkování je důležité z hlediska zachycení těžkých kovů, dioxinů a furanů. Aktivní uhlí je rotačním rozdělovačem dávkováno do přívodního kouřovodu do absorbéru, ne ve vlastním reaktoru. Zařízení pro skladování aktivního uhlí je umístěno v pomocném objektu čištění spalin a je tak dokonale chráněné před vnějšími, resp. povětrnostními vlivy.



Obr. č. 3.17: Schéma zařízení pro čištění spalin, zdroj: [24]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Textilní neboli tkaninový filtr se skládá z několika vertikálních řad rukávců, kde na povrch jsou přiváděny nevyčištěné spaliny a vnitřkem tohoto rukávce proudí spaliny již vyčištěné. Tlaková ztráta filtru je v rozmezí 1,5 – 2,5 kPa. Při dosažení nastavené hodnoty průtoku spalin a tím i korigované tlakové ztráty dochází k očištění pulzací proudů vzduchu po jednotlivých řadách. Odloučené tuhé zbytky a popílek jsou shromažďovány ve výsypkách pod filtrem. Stěny filtru jsou tepelně izolovány a sledovány, aby bylo možné udržet teplotu spalin nad rosným bodem z důvodu omezení kondenzace a vzniku koroze. Celkový povrch 1 152 hadic je 2 588 m². Tento filtr je také vybaven bypassem z důvodu najíždění kotlů, kdy teplota spalin ještě nedosahuje teploty alespoň 110 °C.



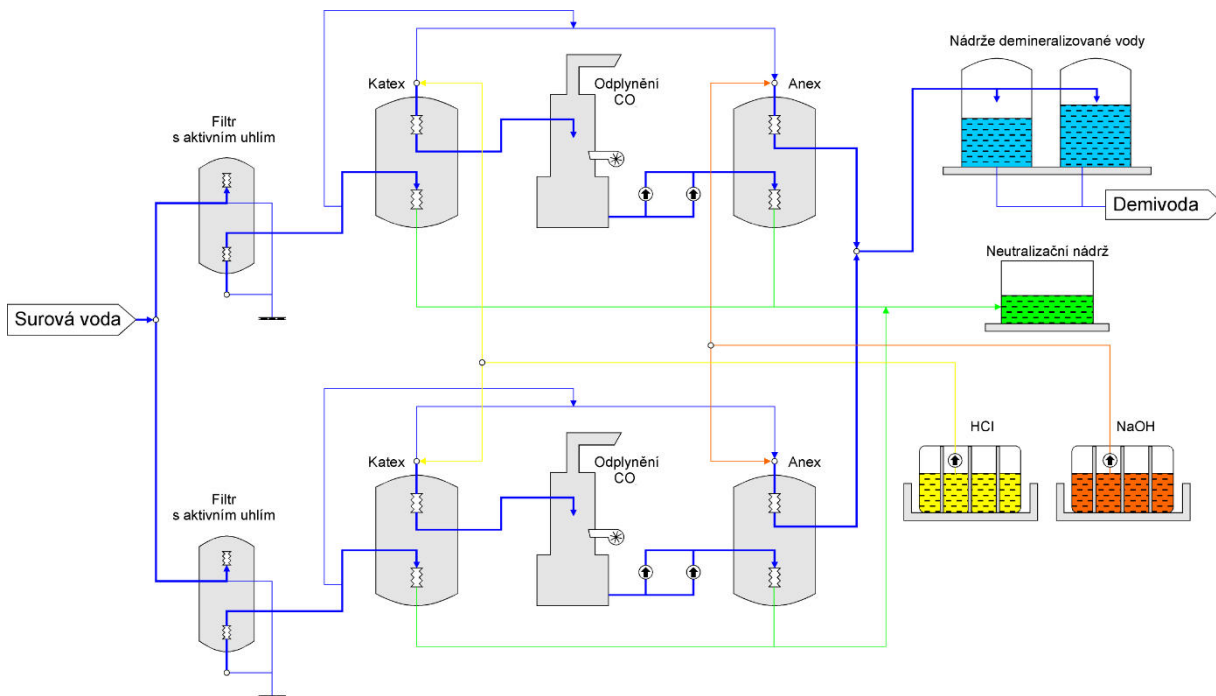
Obr. č. 3.18: Tkaninový filtr pro čištění spalin, zdroj: [2]

Konečné end produkty, a to popílek, částice aktivního uhlí a pevné částice škodlivin jsou dopravovány šnekovými dopravníky do mezizásobníku, odkud jsou po dosažení požadovaného tlaku odváděny pseudopravou do sil produktů. V potrubí pro pseudopravu se používá stlačený vzduch z kompresorové stanice. Tato konečná sila jsou hermeticky uzavřena a izolována, aby nedocházelo k přijímání vzdušné vlhkosti.

3.1.4 Chemická úprava vody

Parní okruh pracuje na principu vzniku přehřáté páry vlivem ohřívání napájecí vody. Tato napájecí voda se skládá z čistého kondenzátu ze vzduchem chlazeného kondenzátoru, z vratné vody od CZT a vodou z napájecí nádrže. Tato voda musí být upravována z důvodu snížení koncentrace především solí a ostatních iontově rozpustných látek, které způsobují ucpávání a zasolování teplosměnných ploch, ale také poškozování lopatek turbíny. Kyslík rozpuštěný ve vodě se může také podílet velkou měrou na korozi varného systému. Úpravou vody vzniká demineralizovaná voda (těž demivoda). Tato demineralizace je založena na protiproudé ionexové technologii.

Surová voda nejdříve prochází filtrem obsahující aktivní uhlí a dále pak vstupuje do katexového filtru (přidávání HCl). V tomto katexovém filtru se všechny kationty vymění za iont H⁺. Dále je voda odváděna přes lapač na provzdušňovací věž. Zde dochází k odstraňování volného CO₂ a dále voda odchází na druhý stupeň, a to do filtru s náplní anexu (přidávání NaOH). Zde dochází k odstranění slabě i silně disociovaných kyselin. Takto upravená voda je posléze akumulována do dvou nádrží. [24]



Obr. č. 3.19: Princip výroby demivody ionexovou technologií, zdroj: [24]

3.2 Princip dotřídování odpadů

Dnešní ZEVO SAKO, a.s. má v prostorech areálu i dotřídovací linku. Vybudování této linky bylo součástí Odpadového hospodářství Brna, jehož realizační ukončení bylo v roce 2011. Tato linka slouží především k dotřídění a separaci již odděleně sbíraných odpadů pro další využití v jiných odvětvích. Jedná se především o odpady z modrých a žlutých kontejnerů či drátěných kontejnerů. Na pásech této linky tedy končí sbíraný papír, nápojové kartony, hliníkové plechovky od nápojů a PET lahve. Výstupním produktem jsou již čisté složky, se kterými se obchoduje.

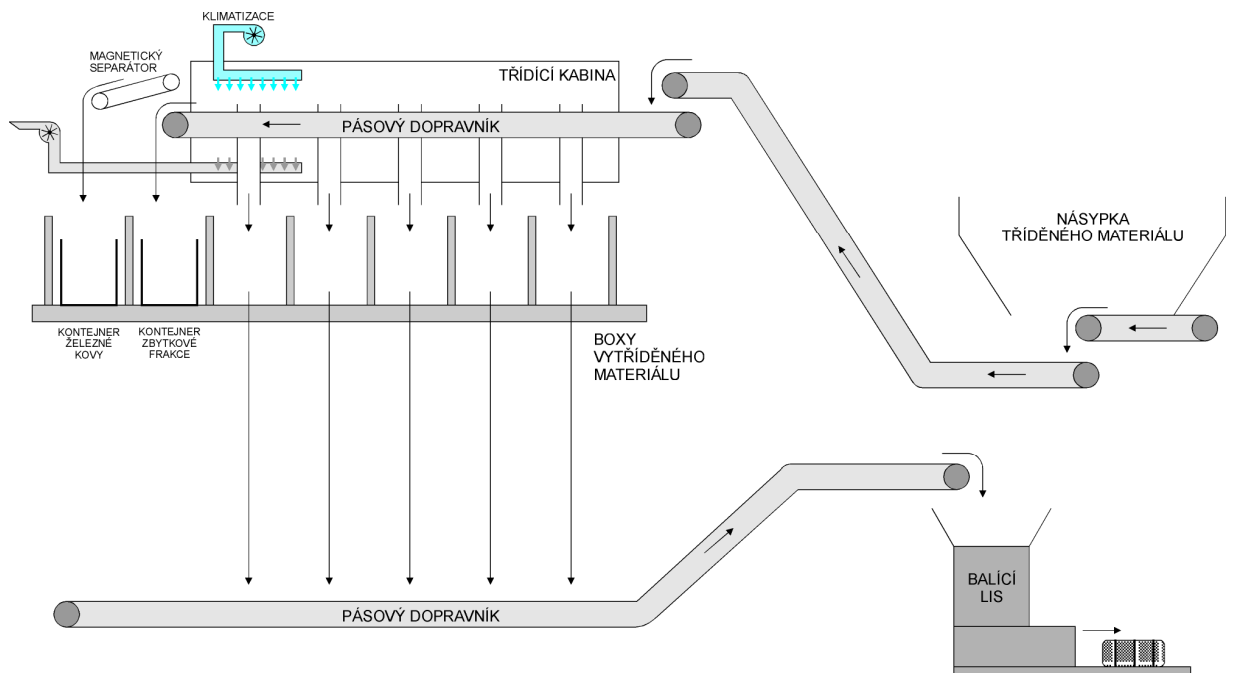
Rok 2012	Papír	PET lahve	Nápojové kartony	Hliníkové obaly
Navezeno	5 402 t			
z toho	4 179 t	1 223 t		
Roztríděno a prodáno	3 562 t	418 t	40 t	2,5 t

Tab. č. 3.10: Množství navezeného a roztríděného materiálu, zdroj: [29]

Nejdříve je tříděný odpad navezen do násypky. Ta má pohyblivé dno, které dávkuje odpad na šikmý dopravník směřující do třídící kabiny. V této kabině zaměstnanci dotřídí ještě odpad do jednotlivých zásobníků. Je zde 10 shozů, které naplňují 5 zásobníků. Šestý zásobník slouží pro zbylý nevytríděný odpad. Sedmý zásobník je určen pro magnetické kovy odloučené

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

magnetickým separátorem. Po naplnění zásobníku je obsluhou obsah vyhrnut na dopravník vedoucí k lisu, kde po slisování je separovaný odpad odvážen. [2]



Obr. č. 3.20: Schéma třídící linky pro separovaný odpad, zdroj: [24]

4 Termodynamický výpočet parní turbíny

Dnešní schéma tepelného zapojení spalovny se skládá ze základních částí, mezi které patří zejména kotle, tepelná turbína, vzduchový kondenzátor a tepelné výměníky pro ohřev kondenzátu. Současný stav je navrhnout tak, že pára na výstupu je nevyužita a prochází vzduchovým kondenzátorem, kde dochází k fázové přeměně páry na kondenzát, který se vrací do napájecí nádrže. Odběry z turbíny, resp. neregulovaný odběr slouží pro ohřev tohoto kondenzátu a regulovaný odběr slouží hlavně pro zásobování průmyslových spotřebičů parou.

Jelikož město Brno nyní přechází z parovodních sítí na sítě horkovodní, bude potřeba do těchto sítí dodávat určitý tepelný výkon pro ohřev topné vody. Důvodem přechodu na tyto horkovodní sítě je především zastaralost parovodních sítí, ale také bezesporu mnoho výhod sítí horkovodních. Mezi základní výhody patří především menší tepelné ztráty, menší úniky médií a především jejich snadná lokalizace pomocí 2 měděných vodičů zabudovaných v předizolovaném potrubí, které je pro horkovodní sítě používáno nejčastěji, resp. vždy.

Proto cílem této práce je navrhnout, resp. zhodnotit možnost změny zapojení tak, aby byly jednak splněny požadavky horkovodní sítě, ale také aby byly zisky firmy za prodej tepla a elektřiny co největší. Na základě požadavků sítě, a to především parametru teploty vody vystupující z výměníku, resp. vstupující do centrální zásobování byla vymyšlena možnost umístit parní ohříváky na konec expanze turbíny s tím rozdílem, že by byly odstraněny některé lopatky z důvodu získání vyšších parametrů páry po expanzi. Tímto zapojením se snažíme dostat parametry páry, které jsou schopny předat vodě požadovaný tepelný výkon, ale také se snažíme umístit tyto výměníky co nejdále ve smyslu expanze toho důvodu, abych zajistil co možná největší el. výkon generátoru a tedy i množství el. energie prodávané do přenosové soustavy.

Proto se v této práci budu nadále zabývat výpočtem, resp. úpravou turbíny a tepelným výpočtem výměníku pára-voda v tom zapojení, že po odebrání několika stupňů lopatkování turbíny by tato pára neodcházela do vzduchového kondenzátoru, kde je mařeno kondenzační teplo, ale toto teplo by bylo využíváno právě pro ohřev topné vody v horkovodní síti.

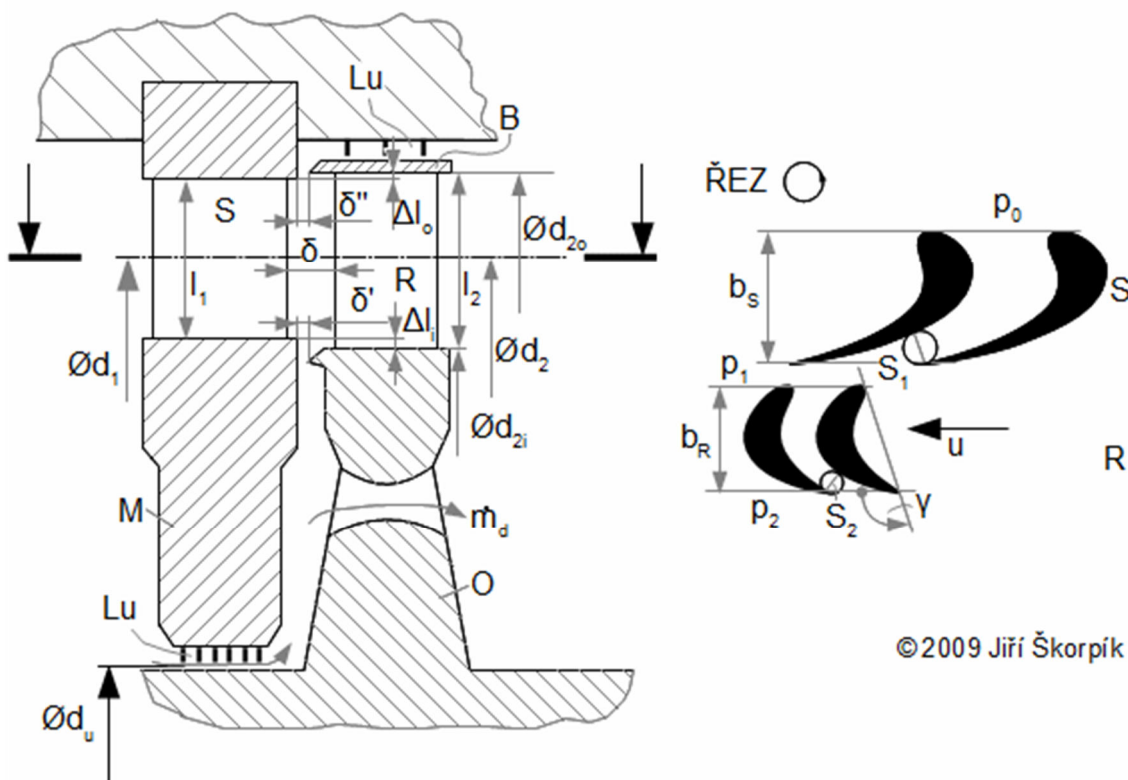
Pro návrh tepelného výměníku potřebuji znát parametry výstupní páry vycházející z turbíny, resp. parametrů páry vstupující do tepelného výměníku. Tyto parametry si musím nejdříve určit ze základních výpočtů pro jednotlivé stupně tepelné turbíny a zjistit, zda-li jsou dostačující pro dodání tepelného výkonu do CZT.

Jelikož turbína byla dodávána firmou Siemens, která si zachovává výrobní tajemství a know-how tepelného a pevnostního výpočtu turbíny, bude snahou této práce co nejvěrohodněji určit a vypočítat parametry páry v současném provedení turbíny a určení jednotlivých parametrů za jednotlivými stupni lopatkování. V závěru výpočtů bude určeno, kolik stupňů lopatkování by se muselo z turbíny vyjmout pro dosažení požadovaných parametrů pro ohřev vody v horkovodu. Jelikož se turbína skládá z několika návrhově rozdílných částí nebo částí, kde se mění průtok páry, budou tyto jednotlivé části počítány samostatně. Jedná se především o regulační stupeň, který je proveden jako A-kolo a dále o 3 části lopatkování, které se liší právě průtočným množstvím páry vlivem zapojení odběrů.

Při výpočtu budu vycházet z diagramu zapojení turbíny pro jmenovité parametry páry. Jedná se o tzv. pracovní bod LP1, kdy množství admisní páry vstupující do turbíny je možné teoreticky maximální. Toto schéma zapojení bylo předáno firmě SAKO a dále mě poskytnuté.

4.1 Předběžný výpočet regulačního stupně A-kola

Konstrukční znázornění rovnotlakého stupně nám ukazuje následující obrázek.



©2009 Jiří Škorpík

Obr. č. 4.1: Axiální rovnotlaký stupeň, zdroj: [26]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Jak už bylo řečeno, regulační stupeň je navrhnout jako A-kolo, kde hlavním prvkem jsou stejné tlaky před i za rotorovou řadou lopatek. Dalšími konstrukčními prvky jsou stejné průřezy lopatkového rotorového kanálu na vstupu i výstupu a stejné relativní rychlosti na vstupu a výstupu z rotorové řady stupně.

Transformace energie v tomto akčním stupni se vyznačuje nejdříve přeměnou tepelné energie na energii kinetickou ve statorových lopátkách. Pára tedy získá výslednou rychlost c_1 , která je později v rotorových lopátkách přeměňována na práci rozdílem hybnosti proudu páry. Relativní rychlost proudu páry za rotorovou řadou bývá vlivem profilových ztrát menší než rychlost před touto lopatkou. [26]

Pozn.: Veškeré parametry páry, které nebudou zcela přesně zadány nebo jiným způsobem určeny budou zjišťovány z nastavy Excelu, a to z makra X-Steam verze 2.5.3.8 vycházející z IAPWS IF97 [8] na základně alespoň 2 známých parametrů v případě přehřáté páry nebo 1 parametru v případě stavu sytosti.

Vypočtené hodnoty a výsledky budou v této práci z důvodu přehlednosti vyčísleny alespoň na 4 desetinná místa, avšak na sebe navazující výpočty budou vycházet z předešlých přesných nezaokrouhlených hodnot.

Při výpočtu turbíny budu vycházet z návrhového stavu, jehož parametry přibližuje následující tabulka:

Provozní bod	LP1
Svorkový výkon	20 590 kW
Napětí generátoru	6,3 kV
Tlak admisní páry	3,8 MPa
Teplota admisní páry	397°C
Jmenovitý průtok admisní páry	103,26t/h
Tlak regulovaného odběru	1,15 MPa
Průtok v regulovaném odběru	11,56t/h
Tlak neregulovaného odběru	0,197MPa
Průtok v neregulovaném odběru	9,21t/h
Kondenzační tlak	0,012MPa

Tab. č. 4.1: Parametry páry pro návrhový stav, zdroj: [10]

Admisní parametry vstupující páry do turbíny jsou:

$$\begin{aligned}
 p_0 &= 3,8 \text{ MPa} \\
 t_0 &= 397 \text{ °C} \\
 i_0 &= f(p_0; t_0) = 3\,210,8125 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 s_0 &= f(p_0; t_0) = 6,7883 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \\
 v_0 &= f(p_0; t_0) = 0,0771 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\
 \dot{m}_0 &= 103,26 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 28,6833 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Otáčky turbosoustrojí jsou známy z konstrukce převodovky:

$$n = 6\,797 \text{ min}^{-1} = 113,2833 \text{ s}^{-1}$$

Poloměry rozváděcí dýzy:

$$\begin{aligned} r_0 &= 0,334 \text{ m} \\ r_1 &= 0,381 \text{ m} \end{aligned}$$

Průřez mezikruží pro výpočet rychlosti vstupní páry:

$$S = \frac{\pi \cdot (r_1^2 - r_0^2)}{2} = \frac{\pi \cdot (0,381^2 - 0,334^2)}{2} = 0,0528 \text{ m}^2 \quad (1.1)$$

Střední průměr rozváděcí dýzy:

$$D_m = 0,705 \text{ m}$$

Rychlost vstupující páry:

$$c_0 = \frac{\dot{m}_0 \cdot v_0}{S} = \frac{28,6833 \cdot 0,0771}{0,0528} = 41,8985 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.2)$$

Jelikož z naměřených dat vím, že při otevření regulačního stupně (dále jen RS) na 65,1% byl tlak páry za RS 2,17 MPa, iteračním výpočtem jsem si spočítal poměr $\frac{u}{c_{iz}}$ RS ze kterého budu vycházet pro základní výpočet, který bude dále zpřesňován.

Obvodová rychlost:

$$u = \pi \cdot D_m \cdot n = \pi \cdot 0,705 \cdot 113,2833 = 250,9025 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.3)$$

Tuto obvodovou rychlost musíme zkontrolovat z důvodu pevnostního výpočtu závěsu lopatek. Vypočtená hodnota obvodové rychlosti se musí nacházet v doporučeném rozsahu 250 – 320 m/s z důvodu pevnostního zatížení závěsů lopatek.

Teoretická izoentropická absolutní rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_{iz} = \frac{u}{\frac{u}{c_{iz}}} = \frac{250,9025}{0,44867} = 559,2059 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.4)$$

Izoentropický spád regulačního stupně je tedy:

$$h_{iz} = \frac{c_{iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{559,2059^2}{2} - \frac{41,8985^2}{2} = 155\,477,858 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 155,4779 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.5)$$

Parametry páry za RS:

$$i_{2iz} = i_0 - i_{iz} = 3\,210,8125 - 155,4779 = 3\,055,3346 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.6)$$

$$p_2 = f(i_{2iz}; s_0) = 2\,159,9953 \text{ kPa} = 2,1599 \text{ MPa}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Vypočtenou hodnotu tlaku musíme zkontrolovat z důvodu min. tlaku daného kritickým tlakovým poměrem pro přehřátou páru $p_{krit}=0,546 \cdot p_0$.

$$p_{min} = 0,546 \cdot 3,8 = 2,0748 \text{ MPa} < p \quad (1.7)$$

Jelikož je tlak na konci expanze větší, než tlak kritický, jedná se o podkritické proudění nerozšiřující se dýzou. Poměr tlaků přitom nesmí být větší, než hodnota 0,8.

$$\frac{p_2}{p_0} = \frac{2,1599}{3,8} = 0,56842 < 0,8 \quad (1.8)$$

Z literatury [9] jsem určil rychlostní součinitel pro stator $\varphi = 0,97$.

Poté mohu určit ztráty ve statoru a určit koncový bod expanze v RS:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,97^2) \cdot 155,4779 = 9,1887 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.9)$$

$$i_1 = i_{2iz} + z_0 = 3\,055,3346 + 9,1887 = 3\,064,5234 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.10)$$

$$\begin{aligned} p_1 &= p_2 = 2,1599 \text{ MPa} \\ v_1 &= f(p; i) = 0,1205 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\ s_1 &= f(p; i) = 6,8039 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

Výstupní úhel z rozváděcí mříže byl zvolen $\alpha_1 = 16^\circ$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku:

$$\begin{aligned} l_{0T} &= \frac{\dot{m}_0 \cdot v_1}{\pi \cdot D_m \cdot c_{iz} \cdot \varphi \cdot \sin(\alpha_1)} = \frac{28,6833 \cdot 0,1205}{\pi \cdot 0,705 \cdot 559,2059 \cdot 0,97 \cdot \sin(16)} \\ &= 0,010436 \text{ m} = 1,0436 \text{ cm} \end{aligned} \quad (1.11)$$

$$\delta = 0,1467 \cdot \frac{\frac{u}{c_{iz}}}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_m^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{0,44867}{\left(\frac{6\,797}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,705^{0,5}} = 0,05343 \quad (1.12)$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_m}{0,0398 \cdot s_1 + \delta \cdot D_m}} = \sqrt{\frac{0,705}{0,0398 \cdot 2 + 0,05343 \cdot 0,705}} = 2,4519 \quad (1.13)$$

Pozn.: s_1 zohledňuje dělení parciálního ostříku, voleno dle rozdělené ostříku $s_1=2$.

Optimální délka rozváděcí lopatky:

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0T}} = 2,4519 \cdot \sqrt{1,0436} = 2,5047 \text{ cm} \quad (1.14)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Po zaokrouhlení $l_0 = 2,6 \text{ cm}$ představuje skutečnou délku lopatky.

Redukovaná délka lopatky:

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{2,6}{1 + \left(\frac{2,6}{2,5047}\right)^2 - 0,05343 \cdot 2,6} = 1,34118 \text{ cm} \quad (1.15)$$

Pozn.: Tato hodnota nám určuje délku lopatky se stejnou účinností v případě, že by se jednalo o totální ostřík. Jelikož je tato délka menší než doporučená alespoň 1,5 cm, je volen parciální ostřík lopatek.

Dle grafu v literatuře [9] určím obvodovou účinnost RS:

$$\eta_u = 0,72$$

Poměr vyjadřující parciální ostřík:

$$\varepsilon = \frac{l_{0T}}{l_0} = \frac{1,0436}{2,6} = 0,401372 \quad (1.16)$$

Součinitel pro určení ztráty třením a ventilací regulačního stupně:

$$k=5$$

Ztráta třením a ventilací:

$$Z_5 = \frac{k}{\dot{m}_0 \cdot v_1} = \frac{5}{28,6833 \cdot 0,1205} = 1,44687 \frac{kJ}{kg} \quad (1.17)$$

Poměrná ztráta třením a ventilací:

$$\xi_5 = \frac{Z_5}{h_{iz}} = \frac{1,44687}{155,4779} = 0,009306 \quad (1.18)$$

Vnitřní účinnost RS:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0,72 - 0,009306 = 0,71069 \quad (1.19)$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_i = \dot{m}_0 \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 28,6833 \cdot 155,4779 \cdot 0,71069 = 3\,169,4277 \text{ kW} \quad (1.20)$$

Entalpie koncového bodu expanze:

$$\begin{aligned} i_2 &= i_o + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 3\,210\,812,5 + \frac{41,8985^2}{2} - 155\,477,9 \cdot 0,71069 \\ &= 3\,101\,193,061 \frac{J}{kg} = 3\,101,1931 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (1.21)$$

$$\begin{aligned} v_2 &= f(p; i) = 0,1244 \frac{m^3}{kg} \\ t_2 &= f(i; v) = 335,3588 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

4.2 Detailní výpočet regulačního stupně A-kola

Jelikož se v praxi nepoužívá čistě axiální stupeň, volíme vždy stupeň s malou reakcí. V praxi se tato hodnota pohybuje v rozmezí $\rho=0,03-0,06$. Tento malý stupeň reakce způsobuje lepší poměry při obtékání lopatek, a také způsobuje, že je zaručen tok páry pouze jedním směrem. Dalším důvodem volby stupně s mírným přetlakem je vysoká rychlost c_1 , která v lopatkové mříži způsobuje velké ztráty. Proto volba mírného stupně reakce nám způsobuje mírné zvýšení tlaku p_1 po expanzi ve statorové řadě lopatek, tudíž mírné snížení rychlosti, která způsobí snížení ztrát spojených právě s touto rychlostí. Důsledkem volby mírného stupně reakce je také mírné navyšování rychlosti v oběžné řadě lopatek vlivem dalšího snižování tlaku, tudíž v praxi nedochází ke zpomalování proudu páry a je jednoznačně zaručen směr proudění dané páry. Urychlující proudění je zaručeno, jestliže poměr relativní rychlosti na výstupu a relativní rychlosti na vstupu je roven alespoň hodnotě 1. [26]

Ve výpočtu volím nejčastěji používanou hodnotu, a to $\rho=0,05$. Hodnota by neměla přesáhnout $\rho=0,1$ z důvodu nárůstu ztrát způsobených vnitřní netěsností.

Potom tedy mohou rozdělít entalpický spád částečně na spád zpracovaný ve statoru a část zpracovanou v rotoru.

Ve statoru:

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} = (1 - 0,05) \cdot 155\,477,9 = 147,7039 \frac{kJ}{kg} \quad (1.22)$$

V rotoru:

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,05 \cdot 155\,477,9 = 7,7739 \frac{kJ}{kg} \quad (1.23)$$

Bod po expanzi ve statoru:

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 3\,210,8125 - 147,7039 = 3\,063,109 \frac{kJ}{kg} \quad (1.24)$$

$$s_{1iz} = s_0 = 6,7883 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$p_1 = f(i; s) = 2\,225,8136 \text{ kPa} = 2,2258 \text{ MPa} > p_{krit}$$

Teoretická rychlost na výstupu z dýzy:

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,05) \cdot 155\,477,9 + 41,8985^2} = 545,1269 \frac{m}{s} \quad (1.25)$$

Energetická ztráta v rozváděcí dýze:

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{545,1269^2}{2} \cdot (1 - 0,97^2) = 8\,781,179 \frac{J}{kg} = 8,7812 \frac{kJ}{kg} \quad (1.26)$$

Skutečný bod po expanzi v dýze tedy je:

$$i_1 = i_{1iz} + z_0 = 3\,063,109 + 8,7812 = 3\,071,89 \quad (1.27)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

$$v_1 = f(i; p) = 0,1177 \frac{m^3}{kg}$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy:

$$c_1 = c_{1iz} \cdot \varphi = 545,1269 \cdot 0,97 = 528,7731 \frac{m}{s} \quad (1.28)$$

Relativní rychlost:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos(\alpha_1)} \\ &= \sqrt{528,7731^2 + 250,9025^2 - 2 \cdot 528,7731 \cdot 250,9025 \cdot \cos(16)} \\ &= 295,7887 \frac{m}{s} \end{aligned} \quad (1.29)$$

Tyto rychlosti jdou rozložit do 2 složek, a to axiální složky rychlosti a unášivé (obvodové) složky rychlosti.

Obvodová složka absolutní rychlosti:

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 528,7731 \cdot \cos(16) = 508,2894 \frac{m}{s} \quad (1.30)$$

Obvodová složka relativní rychlosti:

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 508,2894 - 250,9025 = 257,3869 \frac{m}{s} \quad (1.31)$$

Axiální složka absolutní a relativní rychlosti:

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 528,7731 \cdot \sin(16) = 145,7496 \frac{m}{s} \quad (1.32)$$

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{257,3869}{295,7887}\right) = 29,5214^\circ \quad (1.33)$$

Teoretická výstupní relativní rychlost páry:

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} = \sqrt{0,05 \cdot 155\,477,9 + 295,7887^2} = 308,65 \frac{m}{s} \quad (1.34)$$

Skutečná relativní rychlost páry:

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,933 \cdot 308,65 = 287,9705 \frac{m}{s} \quad (1.35)$$

Rychlostní součinitel $\psi=0,933$ volen z literatury [9] na základě hodnoty z iteračních výpočtů $\Delta\beta=122^\circ$.

$$v_2 = f(p; i) = f(2,1599; 3070,2158) = 0,121089 \frac{m^3}{kg}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Výstupní délka rozváděcí lopatky:

$$l_0 = \frac{\dot{m}_0 \cdot v_1}{\pi \cdot D_m \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)} = \frac{28,6833 \cdot 0,1177}{\pi \cdot 0,705 \cdot 0,40137 \cdot 528,7731 \cdot \sin(16)} = 0,026048 \text{ m} \quad (1.36)$$

Vstupní a výstupní délka oběžné lopatky pro válcové omezení průtočného kanálu:

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 0,026048 + 0,00228 = 0,02833 \text{ m} \quad (1.37)$$

Také by měla být splněna podmínka:

$$\frac{l_2}{l_0} = \frac{0,02833}{0,026048} = 1,08753 < 1,2 \quad (1.38)$$

$$\begin{aligned} \beta_2 &= 180 - \arcsin\left(\frac{\dot{m}_0 \cdot v_2}{\pi \cdot D_m \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2}\right) \\ &= 180 \\ &\quad - \arcsin\left(\frac{28,6833 \cdot 0,121089}{\pi \cdot 0,705 \cdot 0,40137 \cdot 287,9705 \cdot 0,02833}\right) \\ &= 151,3842^\circ \end{aligned} \quad (1.39)$$

Absolutní rychlost páry:

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \\ &= \sqrt{287,9705^2 + 250,9025^2 - 2 \cdot 287,9705 \cdot 250,9025 \cdot \cos(180 - 151,3842)} \\ &= 137,9318 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned} \quad (1.40)$$

Jednotlivé složky výstupních rychlostí v obvodovém směru:

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(180 - \beta_2) = 287,9705 \cdot \cos(180 - 151,3842) = 252,7952 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.41)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 252,7952 - 250,9025 = 1,89266 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.42)$$

Axiální složky:

$$\begin{aligned} c_{2a} = w_{2a} &= w_2 \cdot \sin(180 - \beta_2) = 287,9705 \cdot \sin(180 - 151,3842) \\ &= 137,9188 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned} \quad (1.43)$$

$$\alpha'_2 = \arctg\left(\frac{c_{2u}}{c_{2a}}\right) = \arctg\left(\frac{1,89266}{137,9188}\right) = 0,7862^\circ \quad (1.44)$$

$$\alpha_2 = 90 + \alpha'_2 = 90 + 0,7862 = 90,7862^\circ \quad (1.45)$$

Pro zajištění co nejvyšší účinnosti se snažíme mít obvodovou složku výstupní rychlosti nulovou. Tomu odpovídá úhel $\alpha_2=90^\circ$.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Také si můžeme určit rychlosti zvuku v rozváděcích i oběžných lopatkách.

Rychlost zvuku v rozváděcích lopatkách:

$$a_1 = \sqrt{\kappa \cdot p_1 \cdot v_1} = \sqrt{1,3 \cdot 2,2258 \cdot 10^6 \cdot 0,1177} = 583,4973 \frac{m}{s} \quad (1.46)$$

Machovo číslo následně je:

$$M_{a1} = \frac{c_1}{a_1} = \frac{528,7731}{583,4973} = 0,9062 \quad (1.47)$$

Můžeme tedy říci, že v rozváděcích lopatkách nenastává nadkritické proudění a nedochází tedy k odklonu proudu páry, jelikož $M_{a1} < 1$.

Rychlost zvuku v oběžných lopatkách:

$$a_2 = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_2} = \sqrt{1,3 \cdot 2,1599 \cdot 10^6 \cdot 0,1211} = 583,1085 \frac{m}{s} \quad (1.48)$$

Následuje výpočet Machova čísla:

$$M_{a2} = \frac{w_2}{a_2} = \frac{287,9705}{583,1085} = 0,4939 \quad (1.49)$$

Můžeme tedy říci, že v oběžných lopatkách nenastává nadkritické proudění a nedochází tedy k odklonu proudu páry, jelikož $M_{a2} < 1$.

Výpočet energetických ztrát a vnitřní termodynamické účinnosti stupně:

Ztráta v oběžné lopatce:

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \Psi^2) = \frac{308,65^2}{2} \cdot (1 - 0,933) = 6\,168,9231 \frac{J}{kg} = 6,1689 \frac{kJ}{kg} \quad (1.50)$$

Ztráta výstupní rychlostí:

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{137,9318^2}{2} = 9\,512,5934 \frac{J}{kg} = 9,5126 \frac{kJ}{kg} \quad (1.51)$$

Obvodová účinnost stupně:

$$\eta_u = \frac{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (1.52)$$

$$= \frac{155\,477,9 + \frac{41,8985^2}{2} - 8\,781,179 - 6\,168,9231 - 9\,512,5934}{155\,477,9 + \frac{41,8985^2}{2}} = 0,84354$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Vnitřní termodynamická účinnost stupně se vypočítá tak, že od obvodové účinnosti odečteme ostatní poměrné ztráty, které jsou v průtočném kanále.

Poměrná ztráta třením, resp. ventilací disku:

$$S = \pi \cdot D_m \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin(\alpha_1) = \pi \cdot 0,705 \cdot 0,02833 \cdot 0,40137 \cdot \sin(16) = 0,0069414 \text{ m}^2 \quad (1.53)$$

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D_m^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot i_{iz}}} \right)^3 = 0,00046 \cdot \frac{0,705^2}{0,0069414} \cdot \left(\frac{250,9025}{\sqrt{2 \cdot 155\,477,9}} \right)^3 = 0,003 \quad (1.54)$$

Poměrná ztráta parciálním ostřikem se skládá ze ztráty vzniklé ventilací neostříknutých lopatek a dále ze ztráty vznikající na okraji pásma ostříku. Výsledná ztráta parciálním ostřikem je dána jejich součtem.

Ztráta vznikající ventilací neostříknutých lopatek:

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(\alpha_1)} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3 = \frac{0,065}{\sin(16)} \cdot \frac{(1 - 0,40137)}{0,40137} \cdot \left(\frac{250,9025}{\sqrt{2 \cdot 155\,477,9}} \right)^3 = 0,032037 \quad (1.55)$$

Ztráta vznikající na okrajích ostříknutého pásma:

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot i_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot z_{segm} = 0,25 \cdot \frac{0,088908 \cdot 0,02833}{0,0069414} \cdot \left(\frac{250,9025}{\sqrt{2 \cdot 155\,477,9}} \right) \cdot 0,84354 \cdot 1 = 0,0344288 \quad (1.56)$$

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,032037 + 0,0344288 = 0,066466 \quad (1.57)$$

Kde při výpočtu vycházím ze zvolých profilů lopatek, resp. profilu rotorové lopatky, jejíž délka těživy je důležitá pro výpočet ztráty parciálním ostřikem. [9] Při volbě vycházím z vypočtených Machových čísel a vstupních úhlů do mříže.

Typ mříže	Rozsah Machova čísla	Vstupní úhly do mříže	Výstupní úhly z mříže	Optimální rozteč	Optimální úhel nastavení
Skupina A	0,3-0,9	18-33	16-19	0,6-0,7	76-79

Tab. č. 4.2: Parametry profilů lopatek, zdroj: [9]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Volil jsem tedy střední hodnoty a dále hodnoty tak, aby vycházel celý počet lopatek.

Volba profilu a charakteristických rozměrů oběžných lopatek			
Profil TR-1A			
s/c	0,64	[-]	
γ	77	[°]	úhel nastavení profilu
c	88,90823	[mm]	délka tětivy
s	56,90127	[mm]	rozteč lopatek
B	20	[mm]	šířka lopatky
z'	38,92396	[-]	počet lopatek
z	39	[-]	zaokrouhlený počet lopatek

Tab. č. 4.3: Volené parametry lopatek, zpracováno dle: [9]

Ztráta radiální mezerou:

$$\rho_{\xi} = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_m}{l_1}}{1 + \frac{D_m}{l_1}} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{0,705}{0,02833}}{1 + \frac{0,705}{0,02833}} = 0,086698 \quad (1.58)$$

Radiální mezera:

$$\delta = \frac{1}{1000} \cdot D_m + 0,2 = \frac{1}{1000} \cdot 705 + 0,2 = 0,905 \text{ mm} \quad (1.59)$$

Po zaokrouhlení na celé milimetry a z důvodu lehčího nastavování vřelí, volím radiální mezera 1mm.

Průřez radiální mezery:

$$S_{1R} = \pi \cdot (D_m + l_1) \cdot \delta = \pi \cdot (0,705 + 0,02833) \cdot 0,001 = 0,0023038 \text{ m}^2 \quad (1.60)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou:

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{\xi}}{1 - \rho}} = 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,0023038 \cdot 0,84354}{0,0069414} \cdot \sqrt{\frac{0,086698}{1 - 0,05}} = 0,06343 \quad (1.61)$$

Vnitřní termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7 = 0,84354 - 0,003 - 0,06646 - 0,0634 = 0,71065 \quad (1.62)$$

Vnitřní výkon regulačního stupně:

$$P_1 = \dot{m}_0 \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 28,6833 \cdot 155\,477,9 \cdot 0,71065 = 3\,169\,210,64 \text{ W} = 3\,169,2106 \text{ kW} \quad (1.63)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Koncový bod expanze ve stupni:

$$\begin{aligned}
 i_{2c} &= i_0 + \frac{c_0^2}{2} - h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 3\,210\,812,5 + \frac{41,8985^2}{2} - 155\,477,9 \cdot 0,71065 \\
 &= 3\,101\,200,627 \frac{J}{kg} = 3\,101,2 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}
 \tag{1.64}$$

Chyba výpočtu, resp. odchylka detailního výpočtu A-kola od volených hodnot v základním výpočtu:

$$y = abs\left(\frac{P_{předb}}{P_{detail}} \cdot 100 - 100\right) = abs\left(\frac{3\,169,4277}{3\,169,2106} \cdot 100 - 100\right) = 0,00685 \% \tag{1.65}$$

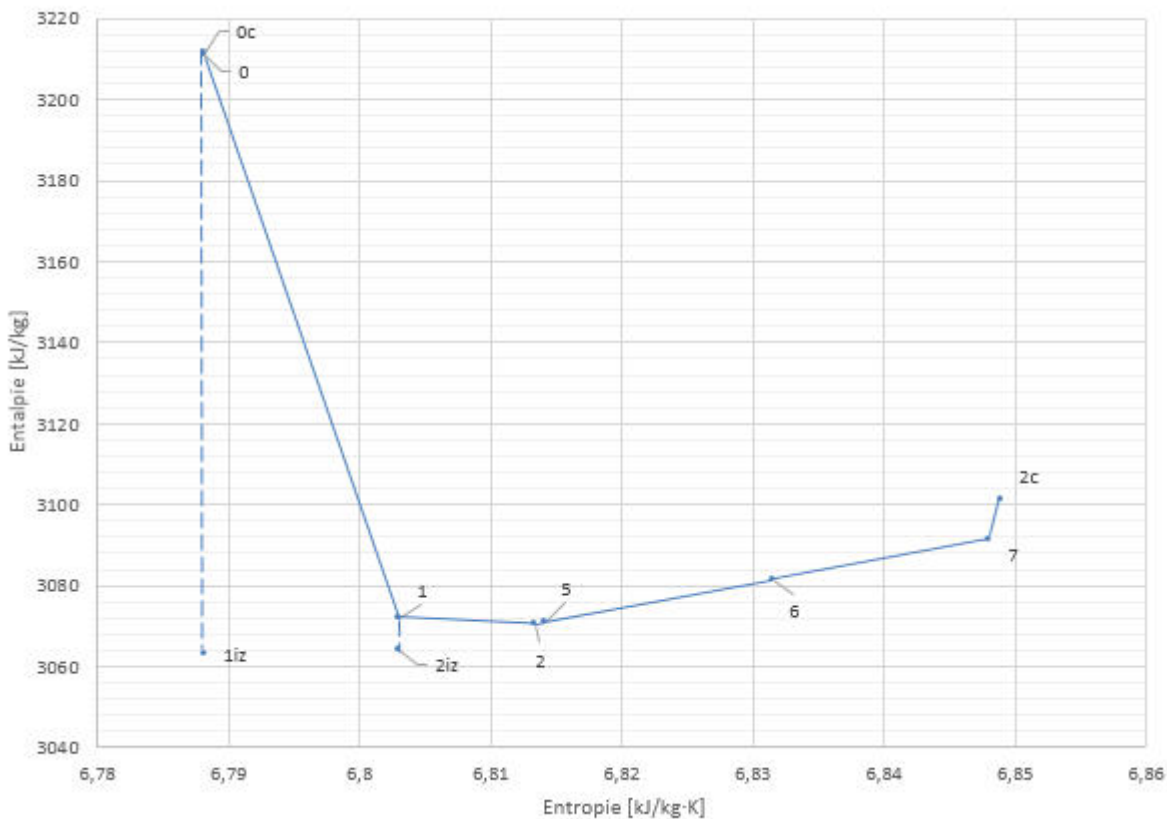
Jelikož je chyba, resp. rozdíl mezi předběžným výpočtem a detailním výpočtem regulačního stupně o mnoho menší, než 1%, považuji tento iterační postup výpočtů za konečný s dostatečnou přesností.

Následující tabulka zobrazuje souhrn parametrů bodů expanze v regulačním stupni:

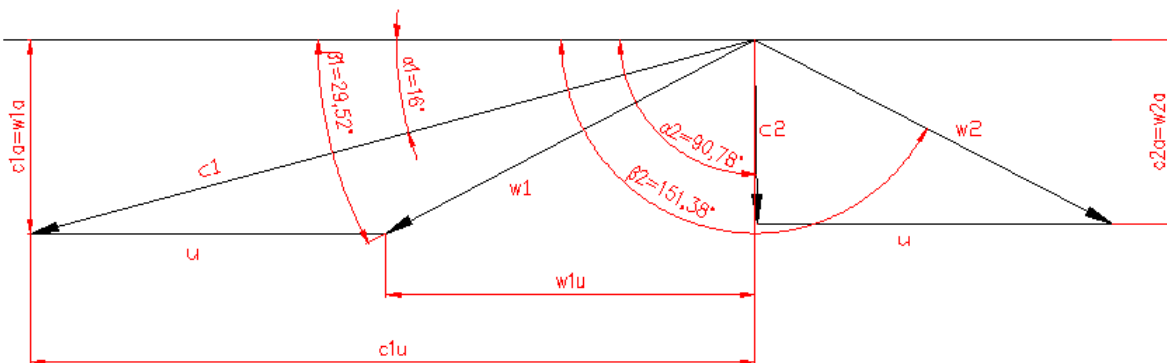
Detailní výpočet bodů								
p₀	3,8	[MPa]	p₁	2,225814	[MPa]	p₂	2,159995339	[MPa]
t₀	397	[°C]	t₁	323,2241	[°C]	t₂	321,7797529	[°C]
i₀	3210,813	[kJ/kg]	i₁	3071,89	[kJ/kg]	i₂	3070,215825	[kJ/kg]
s₀	6,788294	[kJ/kg·K]	s₁	6,803066	[kJ/kg·K]	s₂	6,813445043	[kJ/kg·K]
v₀	0,077107	[m ³ /kg]	v₁	0,117665	[m ³ /kg]	v₂	0,121088406	[m ³ /kg]
p_{1_iz}	2,225814	[MPa]	p_{2_iz}	2,159995	[MPa]	p_{2c}	2,239666017	[MPa]
t_{1_iz}	319,4166	[°C]	t_{2_iz}	319,098	[°C]	t_{2c}	336,1689135	[°C]
i_{1_iz}	3063,109	[kJ/kg]	i_{2_iz}	3064,047	[kJ/kg]	i_{2c}	3101,200627	[kJ/kg]
s_{1_iz}	6,788294	[kJ/kg·K]	s_{2_iz}	6,803066	[kJ/kg·K]	s_{2c}	6,848966511	[kJ/kg·K]
v_{1_iz}	0,11675	[m ³ /kg]	v_{2_iz}	0,120428	[m ³ /kg]	v_{2c}	0,119955833	[m ³ /kg]

Tab. č. 4.4: Parametry bodů expanze v RS, zdroj: [9]

Expanze v RS



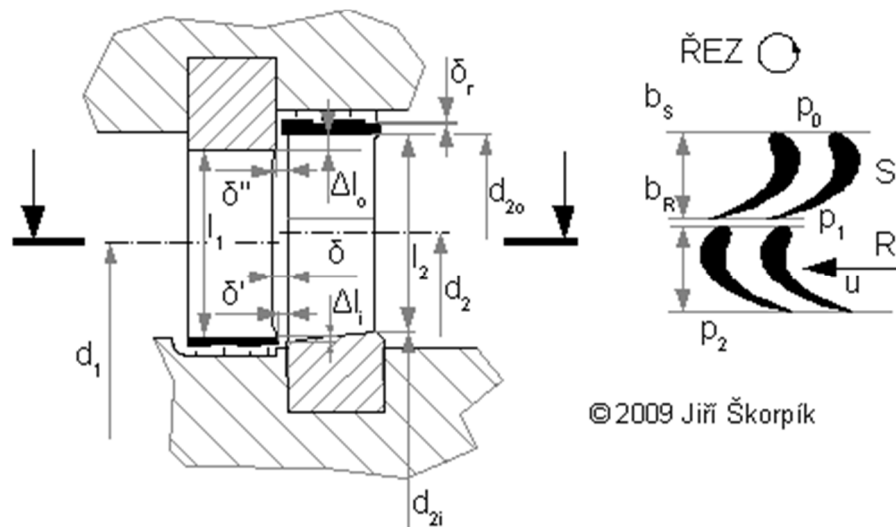
Obr. č. 4.2: Grafické znázornění expanze páry v regulačním stupni, zpracováno dle výpočtů



Obr. č. 4.3: Grafické znázornění rychlostních trojúhelníků, zpracováno dle výpočtů

4.3 Výpočet stupňovité části RS-RO

Stupňovitá část turbíny SST 300 má přetlakové lopatkování. Tyto typy lopatkování se nejčastěji navrhují se stupněm reakce $\rho_k=0,5$. To má za důsledek mnoho výhod, mezi které patří např. velmi podobné podmínky pro proudění páry ve statorových i rotorových lopatkách, dále je možné při výrobě použít symetrické geometrické tvary lopatek. Z těchto důvodů jsou také velmi podobné rychlostní trojúhelníky, které jsou symetrické. [26]



Obr. č. 4.4: Konstrukce přetlakového stupně, zdroj: [26]

Protože v regulovaném odběru dochází k odběru páry a tedy množství této páry není v celé turbíně konstantní, výpočet turbíny probíhá po částech. V této kapitole se jedná o výpočet stupňovité části mezi regulačním stupněm a regulovaným odběrem.

Množství páry se oproti množství v regulačním stupni změnilo o ztráty ve vyrovnávacím pístu. Předpokládáme ztráty ve velikosti 0,3%. Množství páry proudící při návrhovém stavu do této stupňovité části tedy je:

$$\dot{m}_2 = (1 - 0,003) \cdot \dot{m}_0 = (1 - 0,003) \cdot 28,6833 = 28,59728 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.66)$$

Střední průměr první lopatky: $D_1 = 0,4 \text{ m}$

Střední průměr poslední lopatky: $D_6 = 0,4294 \text{ m}$

Počet lopatek v této části: 6

Střední úhlová rychlost:

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_6}{2} \right) \cdot n = \pi \cdot \left(\frac{0,4 + 0,4294}{2} \right) \cdot 113,2833 = 147,5876 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.67)$$

Tato úhlová rychlost je menší, než maximální povolená 250 m/s, a proto můžu pokračovat dále ve výpočtu. Je to způsobeno zmenšením průměru rotoru proti A-kolu.

Parametry páry za regulovaným odběrem:

$$p_{RO} = 1,15 \text{ MPa}$$

$$t_{RO} = 260,6^\circ\text{C}$$

$$i_{RO} = f(p_{RO}; t_{RO}) = 2961,354 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$v_{RO} = f(p_{RO}; i_{RO}) = 0,20598 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Bod na konci izoentropické expanze:

$$i_{izRO} = f(p; s) = 2\,935,03348 \frac{kJ}{kg}$$

Užitečný izoentropický spád tedy je:

$$h_{iz}^{sč} = i_{2c} - i_{izRO} = 3\,101,2 - 2\,935,0335 = 166,1671 \frac{kJ}{kg} \quad (1.68)$$

Výstupní úhel pro poslední lopatku volen:

$$\alpha_{1,6} = 20^\circ$$

Délka výstupní lopatky: $l_6 = 0,0794 \text{ m}$

$$\frac{l_6}{D_6} = \frac{0,0794}{0,4294} = 0,18491 \quad (1.69)$$

Pro tuto část výpočtu turbíny použijí metodu $\frac{c_a}{u}$, která lze použít, jestliže se v této části turbíny nemění hmotnostní průtok páry, stupeň reakce je $\rho=0,5$, proudění je sledováno na středním průměru válcových ploch a axiální rychlosti na vstupu a výstupu se příliš neliší.

Vycházíme z rovnice kontinuity:

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_6 = \frac{\dot{m}_2 \cdot v_6}{D_6^3 \cdot \pi^2 \cdot n \cdot \frac{l_6}{D_6}} = \frac{28,59723 \cdot 0,20598}{0,4294^3 \cdot \pi^2 \cdot 113,2833 \cdot 0,18491} = 0,35987 \quad (1.70)$$

Parsonsovo číslo: $Pa_6 = 0,88$

Výstupní úhel pro první lopatku volen:

$$\alpha_{1,1} = 19^\circ$$

Délka lopatky: $l_1 = 0,0501 \text{ m}$

$$v_1 = f(i; s) = f(i_{2c}; s_{2c}) = 0,119957 \frac{m^3}{kg}$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_1 = \frac{\dot{M}_2 \cdot v_1}{D_1^2 \cdot \pi^2 \cdot n \cdot l_1} = \frac{28,59723 \cdot 0,119957}{0,4^2 \cdot \pi^2 \cdot 113,2833 \cdot 0,0501} = 0,38276 \quad (1.71)$$

Parsonsovo číslo: $Pa_1 = 0,74$

Střední Parsonsovo číslo:

$$Pa_s = \frac{z \cdot u_s^2}{i_{iz}^{sč}} = \frac{6 \cdot 147,5876^2}{166,1671} = 0,7865 \quad (1.72)$$

Parsonsovo číslo vypovídá částečně o kvalitě turbíny, ale také o její ceně. Čím vyšší je toto číslo, tím více stupňů má turbína, je kvalitnější, ale také dražší. Rozmezí Parsonsova čísla se uvádí v rozsahu cca 0,6 – 0,85. [9]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Ztráty v lopatkování stupňovité části:

Ztráta radiální mezerou se určí jako průměrná hodnota ze ztrát na prvním a posledním stupni:

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1}{0,0501} \cdot 4,5 = 0,11677 \quad (1.73)$$

$$\xi_{k6} = \frac{0,3 + k}{l_6} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1}{0,0794} \cdot 4,5 = 0,07368 \quad (1.74)$$

$$\xi_k = \frac{\xi_{k1} + \xi_{k6}}{2} = \frac{0,11677 + 0,07368}{2} = 0,09522 \quad (1.75)$$

Ztráta rozvějířením se opět určuje jako střední hodnota:

$$\xi_{v1} = \left(\frac{l_1}{D_1}\right)^2 = \left(\frac{0,0501}{0,4}\right)^2 = 0,015688 \quad (1.76)$$

$$\xi_{v6} = \left(\frac{l_6}{D_6}\right)^2 = \left(\frac{0,00794}{0,4294}\right)^2 = 0,0342 \quad (1.77)$$

$$\xi_v = \frac{\xi_{v1} + \xi_{v6}}{2} = \frac{0,015688 + 0,0342}{2} = 0,02494 \quad (1.78)$$

Součinitel zpětného využití tepla (ztrát):

Pro tento výpočet potřebujeme odhadnout vnitřní termodynamickou účinnost stupňovité části s uvažováním ztrát způsobených výstupní rychlostí. Pro lepší odhad vycházím z výpočtů ze známých parametrů, a to izoentropického a skutečného spádu na stupňovitou část.

$$h_{skut} = i_{izc} - i_{RO} = 3\,101,2006 - 2\,961,354 = 139,8462 \frac{kJ}{kg} \quad (1.79)$$

$$\eta_{tdi}^{s\check{c}} = \frac{h_{skut}}{h_{iz}} = \frac{139,8462}{166,1671} = 0,8416 \quad (1.80)$$

Odhadnutá výstupní rychlost je 50m/s. Potom je tedy odhadnutá vnitřní termodynamická účinnost stupňovité části se započítanou ztrátou výstupní rychlostí je 0,834.

Pozn.: Tato hodnota, stejně jako hodnota výstupní rychlosti bude nadále iterována.

Součinitel zpětného využití ztrát, resp. tepla určíme následovně:

$$f = k \cdot (1 - \eta_{tdi}^{s\check{c}}) \cdot \frac{h_{iz}^{s\check{c}}}{419} \cdot \frac{z - 1}{z} = 0,2 \cdot (1 - 0,834) \cdot \frac{166,1671}{419} \cdot \frac{6 - 1}{6} = 0,01107 \quad (1.81)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Kde pro expanzi v oblasti přehřáté páry volíme součinitel $k=0,2$.

Pro střední Parsonsovo číslo $Pa=0,7865$ určíme obvodovou účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku.

$$\eta_{\infty} = 0,948 \text{ dle grafu [9]}$$

Vnitřní účinnost stupňovité části bez ztráty výstupní rychlostí:

$$\eta_i = \eta_{\infty} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v) = 0,948 \cdot (1 + 0,01107) \cdot (1 - 0,09522 - 0,02494) = 0,8433 \quad (1.82)$$

Výstupní rychlost páry (axiální složka):

$$c_{an} = \frac{\dot{m}_2 \cdot v_{RO}}{\pi \cdot D_6 \cdot l_6} = \frac{28,5972 \cdot 0,20598}{\pi \cdot 0,4294 \cdot 0,0794} = 54,9954 \frac{m}{s} \quad (1.83)$$

Absolutní výstupní rychlost:

$$c_{2n} = c_{an} \cdot \sqrt{\left(\cot g(\alpha_{1_6}) - \left(\frac{u}{c_a}\right)^2\right) + 1} = 54,9954 \cdot \sqrt{\left(\cot g(20) - \left(\frac{1}{0,35987}\right)^2\right) + 1} = 55,02229 \frac{m}{s} \quad (1.84)$$

Vnitřní termodynamická účinnost, ve které je započítána již i ztráta výstupní rychlostí:

$$\eta_{tdi} = \eta_i - \left(\frac{c_{2n}^2}{2}\right) \cdot \frac{1}{h_{iz}^{s\check{c}}} = 0,8433 - \left(\frac{55,02229^2}{2}\right) \cdot \frac{1}{166,167} = 0,8342 \quad (1.85)$$

Vnitřní výkon stupňovité části:

$$P_2 = \dot{m}_2 \cdot h_{iz}^{s\check{c}} \cdot \eta_{tdi} = 28,5972 \cdot 166,167 \cdot 0,8342 = 3\,964\,116,744 \text{ W} = 3\,964,1167 \text{ kW} \quad (1.86)$$

Konečný celkový stav páry i s ohledem na výstupní rychlost:

$$i_c = i_{RO} + \frac{c_{2n}^2}{2} = 2\,961\,354 + \frac{55,02229^2}{2} = 2\,962\,868,158 \frac{J}{kg} = 2\,962,868 \frac{kJ}{kg} \quad (1.87)$$

Jelikož v této stupňovité části nedochází k příliš rychlému nárůstu měrného objemu páry a hmotnostní průtok této páry je konstantní, můžeme si nadále vypočítat detailněji entalpické spády na jednotlivé stupně pomocí metody ca/u .

Nejdříve si určíme součet jednotlivých dílčích izoentropických spádů zvětšených o tzv. reheat faktor.

$$\sum h_{izj} = (1 + f) \cdot h_{iz} = (1 + 0,01107) \cdot 166,167 = 168,0069 \frac{kJ}{kg} \quad (1.88)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Tato hodnota se nanese do p-v diagramu expanze páry ve stupňovité části na osu x. Na osu y jsou vynášeny jednotlivé tlaky a měrné objemy v jednotlivých vztažných rovinách. Rozdělení dílčích izoentropických spádů volím na začátku rovnoměrně.

$$h_{izj} = \frac{\sum h_{izj}}{z} = \frac{168,0069}{6} = 28,00115 \frac{kJ}{kg} \quad (1.89)$$

Dále jsou hodnoty ve vztažných rovinách zaneseny do následující tabulky:

Stupeň	h_{izj} [kJ/kg]	Σh_{izj} [kJ/kg]	p [kPa]	v [m ³ /kg]	i [kJ/kg]	i_{iz} [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1	28,00115	28,00115	2015,442	0,1306	3077,635	3073,199	6,856
2	28,00115	56,00231	1809,778	0,1425	3054,069	3049,6337	6,864
3	28,00115	84,00346	1621,458	0,1558	3030,503	3026,068	6,8718
4	28,00115	112,0046	1449,318	0,1706	3006,938	3002,502	6,8797
5	28,00115	140,0058	1292,258	0,1872	2983,372	2978,936	6,8878
6	28,00115	168,0069	1149,23	0,2058	2959,80	2955,37	6,896

Tab. č. 4.5: Hodnoty pro p-v diagram, zdroj: vlastní zpracování

Pro jednotlivé stupně si vypočítám axiální průtočnou plochu a obvodovou rychlost. Také si určím axiální rychlost ve vztažné rovině, poměr c_a/u a Parsonsovo číslo. Z výsledného Parsonsova čísla si určím skutečný zpracovaný izoentropický spád na stupeň.

$$S_a = \pi \cdot D \cdot l \quad (1.90)$$

$$c_a = \frac{\dot{m}_2 \cdot v}{S_a} \quad (1.91)$$

$$Pa = \frac{1}{\frac{\lambda}{\sin(\alpha_1)^2} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)^2 + \frac{2}{\tan(\alpha_1)} \cdot \frac{c_a}{u} - 1} \quad (1.92)$$

$$h_{iz} = \frac{u^2}{Pa} \quad (1.93)$$

Stupeň	l [m]	$D_{stř}$ [m]	α_1 [°]	u [m/s]	c_a [m/s]	c_a/u [-]
1	0,0501	0,4	19	142,356	56,747	0,3986
2	0,0562	0,406	19	144,491	54,5038	0,3772
3	0,0562	0,406	19	144,491	59,0517	0,40868
4	0,0631	0,4131	20	147,018	57,002	0,3877
5	0,0708	0,4208	20	149,7585	54,8502	0,3663
6	0,0794	0,4294	20	152,819	52,8476	0,3458

Tab. č. 4.6: Hodnoty pro určení jednotlivých entalpických spádů, zdroj: vlastní zpracování

Stupeň	Odhadnutý izoentropický spád [kJ/kg]	Měrný objem v rovině [m ³ /kg]	Skutečný izoentropický spád [kJ/kg]
1	30	0,12493	30,302
2	28	0,13662	28,228
3	33	0,14802	32,63
4	28	0,16323	27,768
5	26	0,17952	25,7958
6	24	0,19794	23,889
	Suma spádů		168,6152

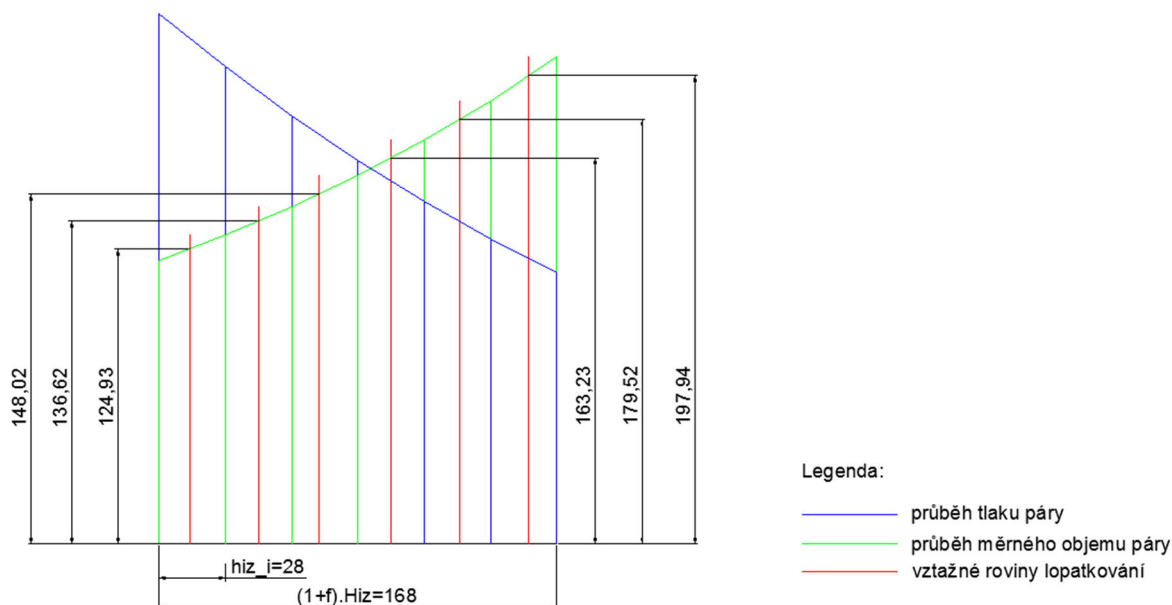
Tab. č. 4.7: Skutečné spády na jednotlivé stupně, zdroj: vlastní zpracování

Suma výsledných vypočítaných izoentropických spádů by měla být stejná jako suma dílčích odhadnutých spádů zvýšená o reheat faktor.

Chyba výpočtu:

$$x = 100 - \frac{168,0069}{168,6152} \cdot 100 = 0,3607 \% \quad (1.94)$$

Je-li tato chyba menší než 1%, můžeme považovat tedy tento výsledek za konečný.



Obr. č. 4.5: p-v diagram přetlakového lopatkování, zdroj: vlastní zpracování

4.4 Výpočet stupňovité části RO-NO

Jedná se o část turbíny mezi jednotlivými odběry. Z důvodu právě odběru páry regulovaným odběrem pro napájení středotlakého rozdělovače, musí být tato část počítána samostatně. Při výpočtu vycházím z jednotlivých parametrů páry v odběrech při návrhovém stavu.

Odebírané množství páry regulovaným odběrem je:

$$\Delta \dot{m}_2 = 11,56 \frac{t}{h} = 3,2111 \frac{kg}{s} \quad (1.95)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Potom tedy množství páry při návrhovém stavu proudící do této stupňovité části je:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 - \Delta \dot{m}_2 = 28,5972 - 3,2111 = 25,3862 \frac{kg}{s} \quad (1.96)$$

Střední průměr první lopatky: $D_7 = 0,5109 m$

Střední průměr poslední lopatky: $D_{12} = 0,5903 m$

Počet lopatek v této části: 6

Střední úhlová rychlost:

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_1 + D_6}{2} \right) \cdot n = \pi \cdot \left(\frac{0,5109 + 0,5903}{2} \right) \cdot 113,2833 = 195,953 \frac{m}{s} \quad (1.97)$$

Parametry páry za neregulovaným odběrem:

$$p_{NO} = 0,1976 MPa$$

$$t_{NO} = 119,9^\circ C$$

$$i_{NO} = f(p; t) = 2\,663,4 \frac{kJ}{kg}$$

$$s_{NO} = f(p; i) = 7,0233 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$v_{NO} = f(p; i) = 0,8786 \frac{m^3}{kg}$$

Bod na konci izoentropické expanze:

$$i_{izNO} = f(p; s) = 2\,614,4912 \frac{kJ}{kg}$$

Užitečný izoentropický spád tedy je:

$$h_{iz}^{sč2} = i_{RO} - i_{izNO} = 2\,961\,354 + \frac{57,3999^2}{2} - 2\,614\,491,2 = 346,8633 \frac{kJ}{kg} \quad (1.98)$$

Výstupní úhel pro poslední lopatku volen:

$$\alpha_{1,12} = 20^\circ$$

Délka výstupní lopatky: $l_{12} = 0,1403 m$

$$\frac{l_{12}}{D_{12}} = \frac{0,1403}{0,5903} = 0,237676 \quad (1.99)$$

$$\left(\frac{c_a}{u} \right)_{12} = \frac{\dot{m}_3 \cdot v_{NO}}{D_{12}^3 \cdot \pi^2 \cdot n \cdot \frac{l_{12}}{D_{12}}} = \frac{25,3862 \cdot 0,8786}{0,5903^3 \cdot \pi^2 \cdot 113,2833 \cdot 0,237676} = 0,408066 \quad (1.100)$$

Parsonsovo číslo: $Pa_{12} = 0,71$

Výstupní úhel pro první lopatku volen:

$$\alpha_{1,7} = 20^\circ$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Délka výstupní lopatky: $l_7 = 0,0609 \text{ m}$

$$\frac{l_1}{D_1} = \frac{0,10609}{0,5109} = 0,1192 \quad (1.101)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_7 = \frac{\dot{m}_3 \cdot v_{RO}}{D_7^2 \cdot \pi^2 \cdot n \cdot l_7} = \frac{25,3862 \cdot 0,20598}{0,5109^2 \cdot \pi^2 \cdot 113,2833 \cdot 0,0609} = 0,29422 \quad (1.102)$$

Parsonsovo číslo: $Pa_1 = 1,3$

Střední Parsonsovo číslo:

$$Pa_s = \frac{z \cdot u_s^2}{h_{iz}^{sč}} = \frac{6 \cdot 195,953^2}{346,863} = 0,6642 \quad (1.103)$$

Ztráty v lopatkování stupňovité části:

Ztráta radiální mezerou je opět brána jako aritmetický průměr ztráty v prvním a posledním stupni dané stupňovité části:

$$\xi_{k7} = \frac{0,3 + k}{l_7} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,1}{0,0609} \cdot 4,5 = 0,103448 \quad (1.104)$$

$$\xi_{k12} = \frac{0,3 + k}{l_{12}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,1}{0,1403} \cdot 4,5 = 0,0449 \quad (1.105)$$

$$\xi_k = \frac{\xi_{k7} + \xi_{k12}}{2} = \frac{0,103448 + 0,0449}{2} = 0,07417 \quad (1.106)$$

Ztráta rozvějířením je také dána průměrnou hodnotou:

$$\xi_{v7} = \left(\frac{l_7}{D_7}\right)^2 = \left(\frac{0,0609}{0,5109}\right)^2 = 0,0142 \quad (1.107)$$

$$\xi_{v12} = \left(\frac{l_{12}}{D_{12}}\right)^2 = \left(\frac{0,1403}{0,5903}\right)^2 = 0,05649 \quad (1.108)$$

$$\xi_v = \frac{\xi_{v7} + \xi_{v12}}{2} = \frac{0,0142 + 0,05649}{2} = 0,03535 \quad (1.109)$$

Součinitel zpětného využití tepla (ztrát):

Pro tento výpočet potřebujeme odhadnout vnitřní termodynamickou účinnost stupňovité části s uvažováním ztrát způsobených výstupní rychlostí. Pro lepší odhad vycházím z výpočtů ze známých parametrů, a to izoentropického a skutečného spádu na stupňovitou část.

$$h_{skut} = i_{RO} - i_{NO} = 2\,961\,354 - 2\,663\,400 = 297,9544 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.110)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

$$\eta_{tdi}^{s\check{c}} = \frac{h_{skut}}{h_{iz}^{s\check{c}2}} = \frac{297,9544}{346,863} = 0,8589 \quad (1.111)$$

Odhadnutá výstupní rychlost je 90m/s. Potom je tedy odhadnutá vnitřní termodynamická účinnost stupňovité i se započítáním ztráty výstupní rychlostí 0,847. Tato hodnota bude stejně jako hodnota výstupní rychlosti nadále iterována.

Re-heat faktor neboli součinitel zpětného využití ztrát stanovíme následně:

$$f = k \cdot (1 - \eta_{tdi}^{s\check{c}}) \cdot \frac{h_{iz}^{s\check{c}2}}{419} \cdot \frac{z-1}{z} = 0,2 \cdot (1 - 0,84) \cdot \frac{346,863}{419} \cdot \frac{6-1}{6} = 0,01894 \quad (1.112)$$

Kde součinitel k volíme k=0,18 z toho důvodu, že expanze probíhá už v oblasti méně přehřáté páry.

Dle střední hodnoty Parsonsova čísla je určena obvodová účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku:

$$\eta_{\infty} = 0,945 \text{ dle grafu [9]}$$

Vnitřní účinnost stupňovité části bez ztráty výstupní rychlostí:

$$\eta_i = \eta_{\infty} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_k - \xi_v) = 0,945 \cdot (1 + 0,01894) \cdot (1 - 0,07417 - 0,03535) = 0,85744 \quad (1.113)$$

Výstupní rychlost páry (axiální složka):

$$c_{an} = \frac{\dot{m}_3 \cdot v_{NO}}{\pi \cdot D_{12} \cdot l_{12}} = \frac{25,3862 \cdot 0,87862}{\pi \cdot 0,5903 \cdot 0,1403} = 85,7274 \frac{m}{s} \quad (1.114)$$

Absolutní výstupní rychlost:

$$c_{2n} = c_{an} \cdot \sqrt{\left(\cot(\alpha_1) - \left(\frac{u}{c_a}\right)^2\right) + 1} = 85,7274 \cdot \sqrt{\left(\cot(20) - \left(\frac{1}{0,40807}\right)^2\right) + 1} = 89,426 \frac{m}{s} \quad (1.115)$$

Vnitřní termodynamická účinnost, ve které je započítána již i ztráta výstupní rychlostí:

$$\eta_{tdi} = \eta_i - \left(\frac{c_{2n}^2}{2}\right) \cdot \frac{1}{h_{iz}^{s\check{c}2}} = 0,85744 - \left(\frac{89,426^2}{2}\right) \cdot \frac{1}{346,863} = 0,8459 \quad (1.116)$$

Vnitřní výkon stupňovité části:

$$P_3 = \dot{m}_3 \cdot h_{iz}^{s\check{c}2} \cdot \eta_{tdi} = 25,3862 \cdot 346,8632 \cdot 0,8459 = 7\,448\,680,74 \text{ W} = 7\,448,68 \text{ kW} \quad (1.117)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Jelikož v této stupňovité části turbíny už dochází k velkému nárůstu měrného objemu páry a poměr délky lopatky vůči jejímu střednímu průměru je vysoký, nelze použít detailnější způsob výpočtu pomocí metody ca/u . Proto zde naznačíme výpočet jednotlivých izoentropických spádů na jednotlivé stupně za pomoci iteračního výpočtu rychlostního poměru.

Tato stupňovitá část je rozdělena na 6 stupňů, u kterých je volen stejný výstupní úhel páry ve statoru $\alpha_1=20^\circ$.

Výpočet jednotlivých izoentropických spádů na jednotlivé stupně je zanesen do následující tabulky. U všech stupňů volím z důvodu použití přetlakového lopatkování stupeň reakce na středním průměru $\rho=0,5$. Rychlostní poměr u/c_{iz} nejdříve zvolím tak, aby stupeň dosahoval nejvyšší účinnosti a zpracovaly tak optimální izoentropické spády. Nadále bude tento rychlostní součinitel korigován tak, aby výsledný součet skutečných spádů se rovnal izoentropickému spádu, který je k dispozici a součet skutečných spádů se rovnal celkovému entalpickému spádu, který je k dispozici.

$$u_z = \pi \cdot D_z \cdot n \quad (1.118)$$

$$c_{iz} = \frac{u}{x} = \frac{u}{\frac{u}{c_{iz}}} \quad (1.119)$$

$$h_{iz} = \frac{1}{2} \cdot c_{iz}^2 \quad (1.120)$$

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} \quad (1.121)$$

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} \quad (1.122)$$

	St. 1	St. 2	St. 3	St. 4	St. 5	St. 6
Střední poloměr [m]	0,25545	0,2571	0,2654	0,27585	0,28905	0,29515
Obvod. rychlost [m/s]	181,824	182,998	188,906	196,344	205,740	210,081
Stupeň reakce [-]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Úhel α_1 [°]	20	20	20	20	20	20
Rychlostní poměr [-]	0,57234	0,57234	0,57234	0,57234	0,57234	0,57234
Rychlost c_{iz} [m/s]	317,683	319,735	330,057	343,053	359,469	367,055
Izoentropický spád [kJ/kg]	50,4615	51,1155	54,4691	58,8429	64,609	67,3649
Spád na stator [kJ/kg]	25,2307	25,5577	27,2345	29,4215	32,3045	33,6825
Spád na rotor [kJ/kg]	25,2307	25,5577	27,2345	29,4215	32,3045	33,6825
Entalpický spád [kJ/kg]	43,3462	43,908	46,7887	50,5458	55,499	57,8662

Tab. č. 4.8: Entalpické spády na jednotlivé stupně, zdroj: vlastní zpracování

$$\begin{aligned} \sum h_{izz} &= h_{iz1} + h_{iz2} + h_{iz3} + h_{iz4} + h_{iz5} + h_{iz6} \\ &= 50,4615 + 51,1155 + 54,4691 + 58,8429 + 64,609 \\ &\quad + 67,3649 = 346,86305 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (1.123)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

$$\begin{aligned}\sum h &= h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 \\ &= 43,3462 + 43,908 + 46,7887 + 50,5458 + 55,499 + 57,8662 \quad (1.124) \\ &= 297,9542 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\end{aligned}$$

Pozn. V tabulce je již uveden iterovaný rychlostní poměr pro stupně tak, aby součet zpracovaných izoentropických spádů na jednotlivé stupně se rovnal spádu, který je k dispozici na tuto stupňovitou část. Můžeme si povšimnout, že tento rychlostní poměr je menší, než optimální rychlostní poměr pro dosažení maximální účinnosti. Můžeme tedy říci, že jsou tyto stupně přetížené a pro dosažení maximálních účinností by bylo zapotřebí do turbíny v této části umístit více stupňů než 6.

Na druhou stranu u turbín spalující levné palivo nepožadujeme nejvyšší účinnost za každou cenu. Pokles účinnosti a způsobení tak větší zatížení jednotlivých způsobů bylo voleno nejspíše z důvodu kratší axiální vzdálenosti mezi ložisky.

4.5 Výpočet stupňovité části NO-KONDENZÁTOR

Protože v této stupňovité části turbíny je poměr délky lopatky vůči střednímu průměru značný, nelze použít výpočetní metodu ca/u . Je nutné tedy počítat každý stupeň zvlášť. Jelikož cílem diplomové práce je redukce počtu lopatek tak, aby na konci turbíny byly parametry užitečné pro ohřev vody pro zásobování teplem, budu následně postupovat po jednotlivých stupních, dokud nedosáhnou přijatelných parametrů páry.

Odebírané množství páry neregulovaným odběrem je:

$$\Delta \dot{m}_3 = 9,218 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 2,5606 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.125)$$

Potom tedy množství páry při návrhovém stavu proudící do této stupňovité části je:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 - \Delta \dot{m}_3 = 25,3862 - 2,5606 = 22,82562 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.126)$$

Střední průměr první lopatky: $D_{13} = 0,6931 \text{ m}$

Střední průměr poslední lopatky: $D_{15} = 0,836 \text{ m}$

Počet lopatek v této části: 3

Střední úhlová rychlost:

$$u_s = \pi \cdot \left(\frac{D_{13} + D_{15}}{2} \right) \cdot n = \pi \cdot \left(\frac{0,6931 + 0,836}{2} \right) \cdot 113,2833 = 272,0958 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.127)$$

Parametry páry před kondenzátorem:

$$p_{kon} = 0,012 \text{ MPa}$$

$$t_{kon} = 49,45^\circ\text{C}$$

$$i_{kon} = f(p; t) = 2362 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_{kon} = f(p; i) = 7,3773 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$v_{kon} = f(p; i) = 11,175 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Víme, že výkon na svorkách generátoru je $P_{SV}=20\,590$ kW. Zvolím si účinnost generátoru, účinnost převodovky a mechanickou účinnost.

$$\begin{aligned}\eta_G &= 0,99 \\ \eta_P &= 0,98 \\ \eta_{mech} &= 0,99\end{aligned}$$

Čistý vnitřní výkon turbín tedy následovně je:

$$P_i = \frac{P_{SV}}{\eta_G \cdot \eta_P \cdot \eta_{mech}} = \frac{20\,590}{0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 21\,436,8 \text{ kW} \quad (1.128)$$

Z mého dřívějšího návrhu stupňovitých částí mohu určit potřebný výkon na poslední stupňovou část:

$$\begin{aligned}P_4 &= P_i - P_1 - P_2 - P_3 = 21\,436,8 - 3\,169,21 - 3\,964,116 - 7\,448,68 \\ &= 6\,854,788 \text{ kW}\end{aligned} \quad (1.129)$$

Bod na konci izoentropické expanze:

$$i_{izkon} = f(p; s) = 2\,247,807 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Užitečný izoentropický spád připadající na poslední stupňovitou část:

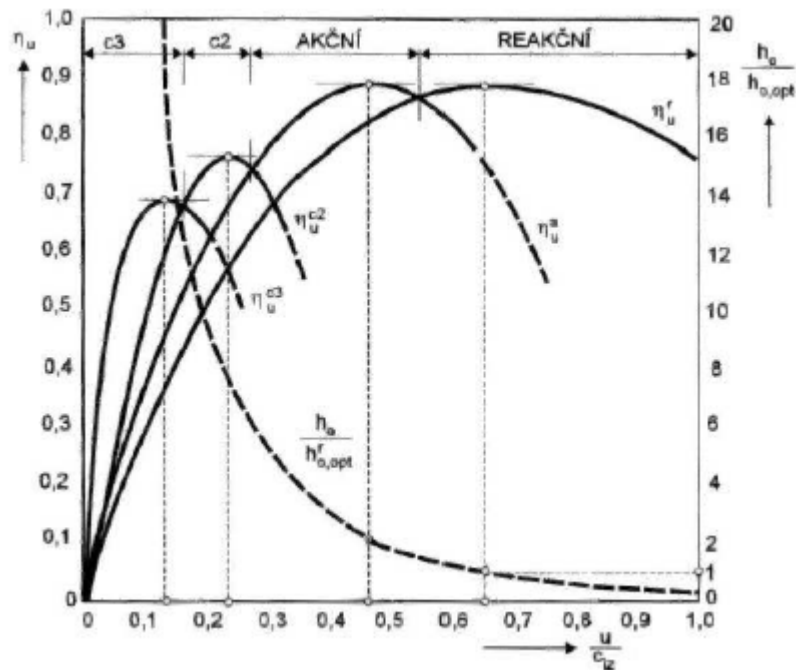
$$h_{iz}^{sč3} = i_{NO} - i_{izkon} = 2\,663\,400 - 2\,247,807 = 415,5934 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.130)$$

Termodynamickou účinnost mohu zpětně určit z výkonu stupňovité části, a to následovně:

$$\eta_{tdi} = \frac{P_4}{\dot{m}_4 \cdot h_{iz}^{sč3}} = \frac{6\,854,788}{22,8256 \cdot 415,5934} = 0,72261 \quad (1.131)$$

Jelikož jsou zde již kroucené lopatky a měrný objem narůstá několikanásobně, nemohu ani zde použít metodu ca/u , tudíž si vypočítám jednotlivé izoentropické spády na stupně za pomoci volby a následné iterace rychlostního poměru. Z následujícího grafu můžeme zjistit, že optimální poměr $\frac{u}{c_{iz}}$ pro dosažení maximální účinnosti je zhruba 0,64. V tomto případě by byly lopatky ideálně zatíženy a stupňovitá část by dosahovala maximální účinnosti. V našem případě neočekáváme maximální, resp. optimální zatížení lopatek z důvodu menšího počtu lopatek.

Pro návrh a maximální účinnost ze začátku výpočtu si určím rychlostní poměr na středním průměru přetlakového lopatkování tedy $u/c_{iz}=0,64$.



Obr. č. 4.6. Obvodová účinnost v závislosti na rychlostním poměru, zdroj: [17]

Opět volím rychlostní poměr po iteracích takový, aby součet izoentropických spádů na jednotlivé stupně byl stejný jako spád, který je k dispozici. V následující tabulce uvádím pouze již konečné výsledky po iteracích.

	St. 1	St. 2	St. 3
Střední poloměr [m]	0,34655	0,3655	0,4394
Obvod. rychlost [m/s]	246,6674	260,1556	312,7562
Stupeň reakce [-]	0,5	0,5	0,5
Úhel α_1 [°]	20	20	20
Rychlostní poměr [-]	0,52183	0,52183	0,52183
Rychlost c_{iz} [m/s]	472,692	498,539	599,339
Izoentropický spád [kJ/kg]	111,7189	124,2709	179,6035
Spád na stator [kJ/kg]	55,859	62,1355	89,8018
Spád na rotor [kJ/kg]	55,859	62,1355	89,8018
Entalpický spád [kJ/kg]	80,72898	89,79918	129,783

Tab. č. 4.9: Entalpické spády na jednotlivé stupně, zdroj: vlastní zpracování

$$\begin{aligned} \sum h_{izz} &= h_{iz1} + h_{iz2} + h_{iz3} = 111,7189 + 124,2709 + 179,6035 \\ &= 415,5934 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (1.132)$$

Volím tedy pro první lopatku z této stupňovité části rychlostní poměr $u/c_{iz}=0,521835$.

Ze zpracovaného izoentropického spádu na tento stupeň a předběžně určené účinnosti stupně si mohou určit skutečný tepelný spád.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Skutečný tepelný spád na 1 stupeň:

$$h_{skut} = h_{iz} \cdot \eta_{tdistup} \quad (1.133)$$

Nyní musí následovat iterační postup výpočtu. Princip spočívá v první volbě termodynamické účinnosti expanze v poslední stupňovité části. Z této účinnosti určím skutečný tepelný spád na stupeň a dále pomocí Parsonsova čísla a výstupní rychlosti páry ze stupně dopočítám výslednou skutečnou vnitřní termodynamickou účinnost, kterou vložím zpět do výpočtu skutečného zpřesněného tepelného spádu a spočítám novou skutečnou účinnost stupně. Tento výpočet iteruji tak dlouho, dokud se navrhovaná a skutečná termodynamická účinnost liší o méně než 0,1%.

Následně uvádím pouze konečné hodnoty iteračního postupu, tedy mnou zvolená a skutečně vypočítaná termodynamická účinnost se shodují.

$$h_{skut_1} = h_{iz} \cdot \eta_{tdistup} = 111,7189 \cdot 0,7066 = 78,9423 \frac{kJ}{kg} \quad (1.134)$$

Z tohoto izoentropického a skutečného spádu na stupeň mohu určit koncové body expanze, které jsou velmi důležité pro určení koncového bodu, který bude vstupní hodnotou do parního ohříváku topné vody.

$$i_{iz} = i_{NO} - h_{iz_1} = 2\,663\,400 - 111\,718,9 = 2\,551,681 \frac{kJ}{kg} \quad (1.135)$$

$$p_{iz} = p_{skut} = f(h; s) = 101,1328 \text{ kPa} = 0,101133 \text{ MPa}$$

$$i_{skut} = i_{NO} - h_{skut_1} = 2\,663\,400 - 78\,942,3 = 2\,584,458 \frac{kJ}{kg} \quad (1.136)$$

Pokud tedy znám skutečný tlak na konci expanze a entalpii tohoto bodu, mohu určit výslednou teplotu páry a její suchost, která vypovídá o kvalitě páry po expanzi.

$$t_{skut} = f(p; h) = 99,92111 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_{skut} = f(p; h) = 0,9596 = 95,96\%$$

Následující výpočet určuje, resp. iteračně dopočítává termodynamickou účinnost stupně, která byla dosazována do výpočtu skutečně zpracovaného tepelného spádu ve stupni.

Obvodová rychlost stupně:

$$u_{stup} = \pi \cdot D_{stred} \cdot n = \pi \cdot 0,6931 \cdot 113,28333 = 246,6674 \frac{m}{s} \quad (1.137)$$

Střední Parsonsovo číslo:

$$Pa_s = \frac{u_s^2}{h_{iz}} = \frac{246,6674^2}{111\,718,9} = 0,54462 \quad (1.138)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Úhel absolutní výstupní rychlosti ze statorové řady volím $\alpha=20^\circ$.

Z diagramu mohu tedy odečíst poměr $c_a/u=0,47$.

Ze středního Parsonsova čísla určím účinnost pro nekonečně dlouhé lopatky:

$$\eta_\infty=0,92 \text{ dle [9]}$$

Ztráta radiální mezerou:

$$\xi_k = \frac{0,3 + k}{l_{13}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,8}{0,1431 \cdot 1000} \cdot 4,5 = 0,066038 \quad (1.139)$$

Ztráta rozvějířením:

$$\xi_v = \left(\frac{l_{13}}{D_{13}}\right)^2 = \left(\frac{0,1431}{0,6931}\right)^2 = 0,042627 \quad (1.140)$$

Ztráta vlhkostí páry:

Vlhkost páry na vstupu před stupněm:

$$x_0=f(p;h)=0,9808$$

Vlhkost páry za stupněm:

$$x_1=f(p;h)=0,9596$$

$$\xi_x = 1 - \left(\frac{x_0 + x_1}{2}\right) = 1 - \left(\frac{0,9808 + 0,9596}{2}\right) = 0,02976 \quad (1.141)$$

Potom termodynamická účinnost stupně bez uvažování ztráty způsobené výstupní rychlostí je:

$$\eta_i = \eta_i \cdot (1 - \xi_k - \xi_v - \xi_x) = 0,92 \cdot (1 - 0,066038 - 0,04263 - 0,02976) = 0,7926 \quad (1.142)$$

Výstupní rychlost páry (axiální složka):

$$v_4=f(p;h)=1,6087 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$c_{an} = \frac{\dot{m}_4 \cdot v_4}{\pi \cdot D_{st} \cdot l_{st}} = \frac{22,82562 \cdot 1,6087}{\pi \cdot 0,6931 \cdot 0,1431} = 117,847 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.143)$$

Absolutní výstupní rychlost:

$$\begin{aligned} c_{2n} &= c_{an} \cdot \sqrt{\left(\cot g(\alpha_{1_6}) - \left(\frac{u}{c_a}\right)^2\right) + 1} \\ &= 117,847 \cdot \sqrt{\left(\cot g(20) - \left(\frac{1}{0,47}\right)^2\right) + 1} = 138,6481 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{aligned} \quad (1.144)$$

Vnitřní termodynamická účinnost, ve které je započítána již i ztráta výstupní rychlostí:

$$\eta_{tdi} = \eta_i - \left(\frac{c_{2n}^2}{2} \right) \cdot \frac{1}{h_{iz}} = 0,7926 - \left(\frac{138,6481^2}{2} \right) \cdot \frac{1}{111,7189} = 0,7066 \quad (1.145)$$

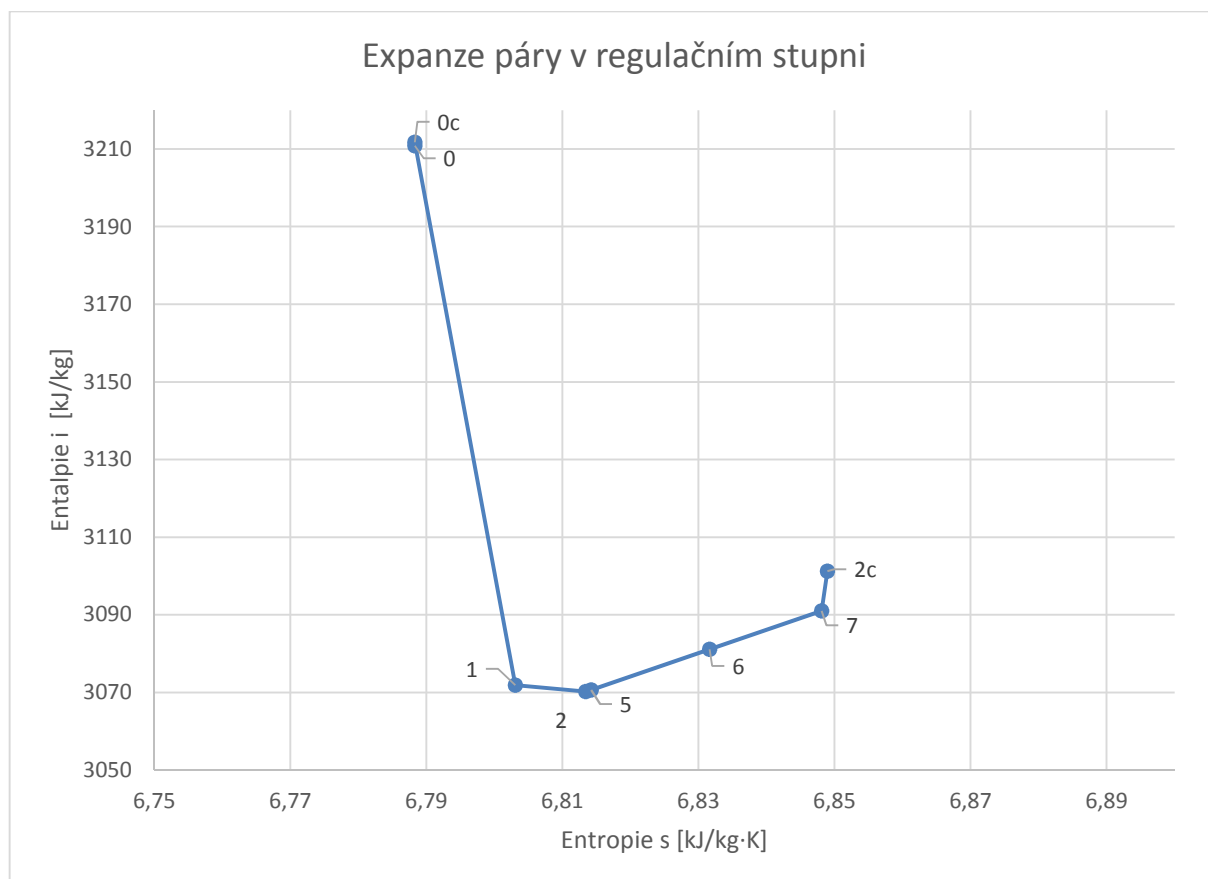
Vnitřní výkon stupňovité části:

$$P = \dot{m}_4 \cdot h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 22,82562 \cdot 111,7189 \cdot 0,7066 = 1\,801\,906 \text{ W} \\ = 1\,801,9 \text{ kW} \quad (1.146)$$

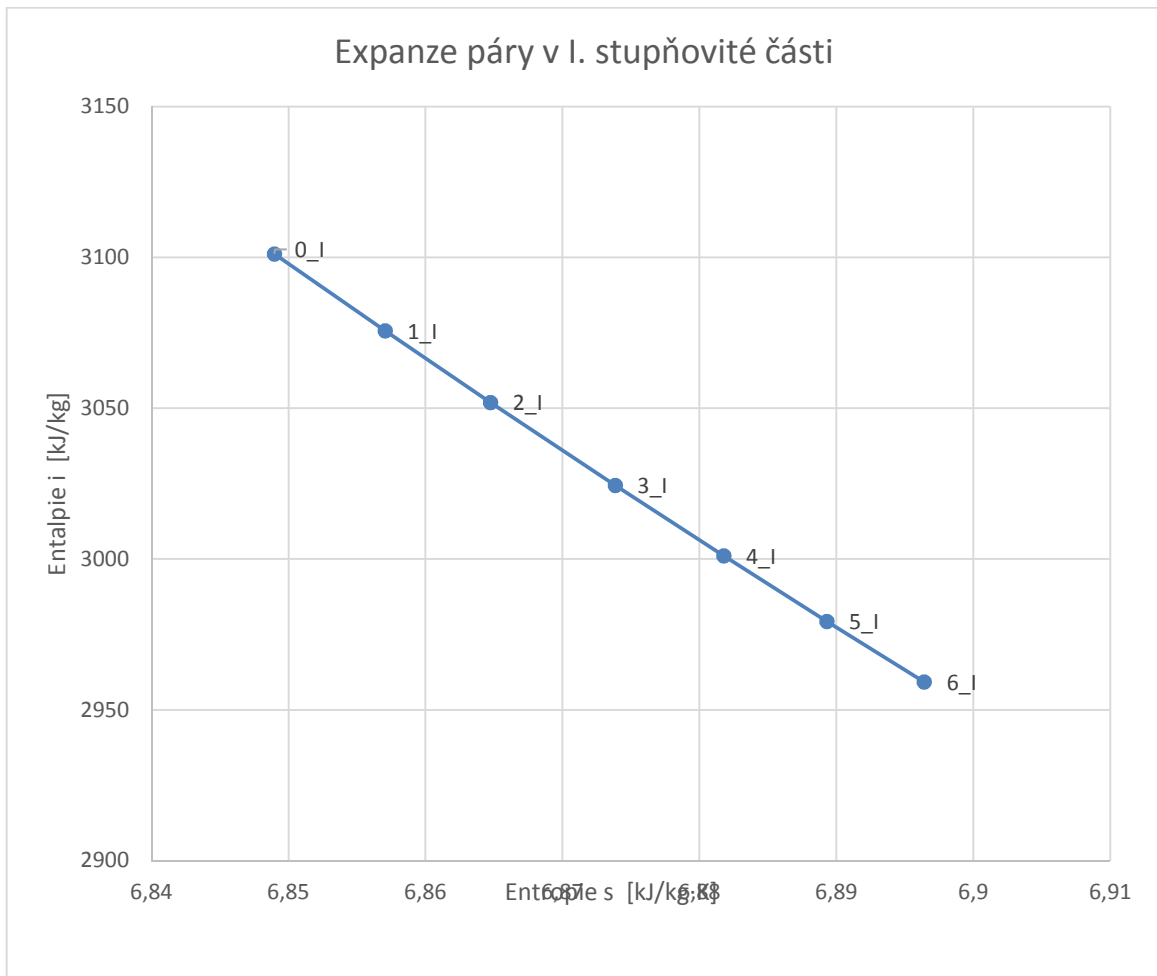
Celkový výkon turbíny po odebrání posledních 2 stupňů:

$$P_{cel} = \sum_{i=1}^{i=4} P_i = 3\,169,210643 + 3\,964,1167 + 7\,448,6807 + 1\,801,9 \quad (1.147) \\ = 16\,383,91 \text{ kW}$$

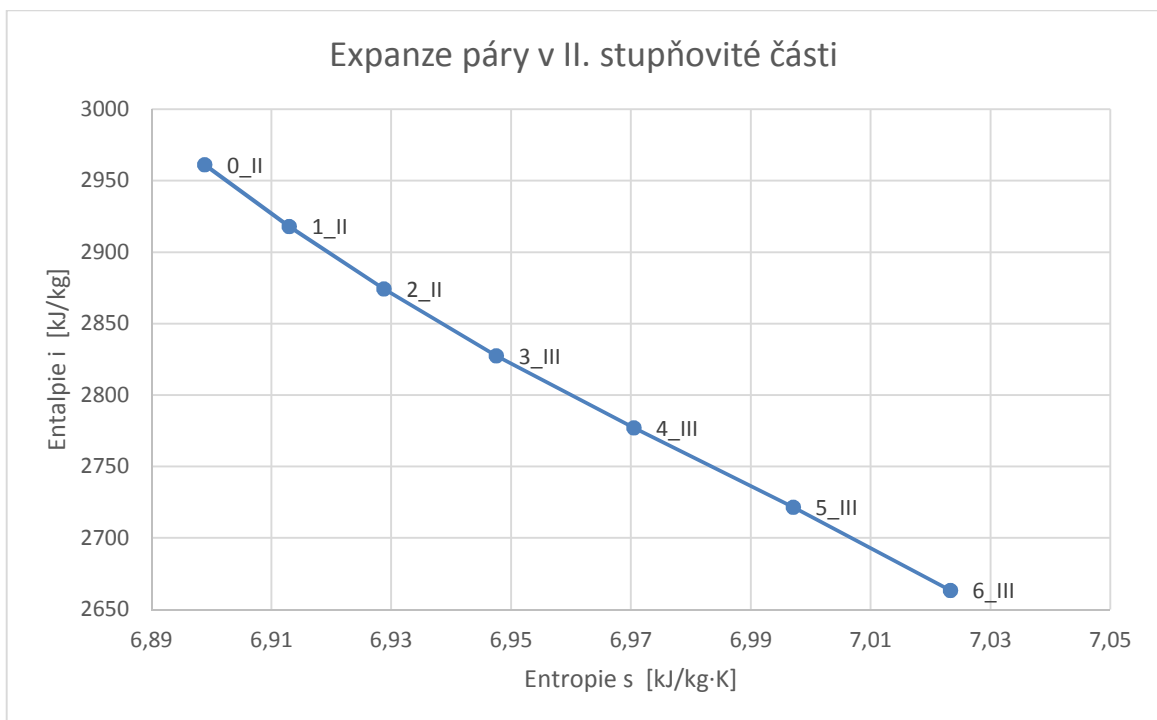
Z tohoto základního tepelného výpočtu jednotlivých částí lopatkování celé turbíny si mohou nadále vytvořit expanzní křivku páry v této turbíně.



Obr. č. 4.7: Expanze páry v regulačním stupni, zdroj: vlastní zpracování

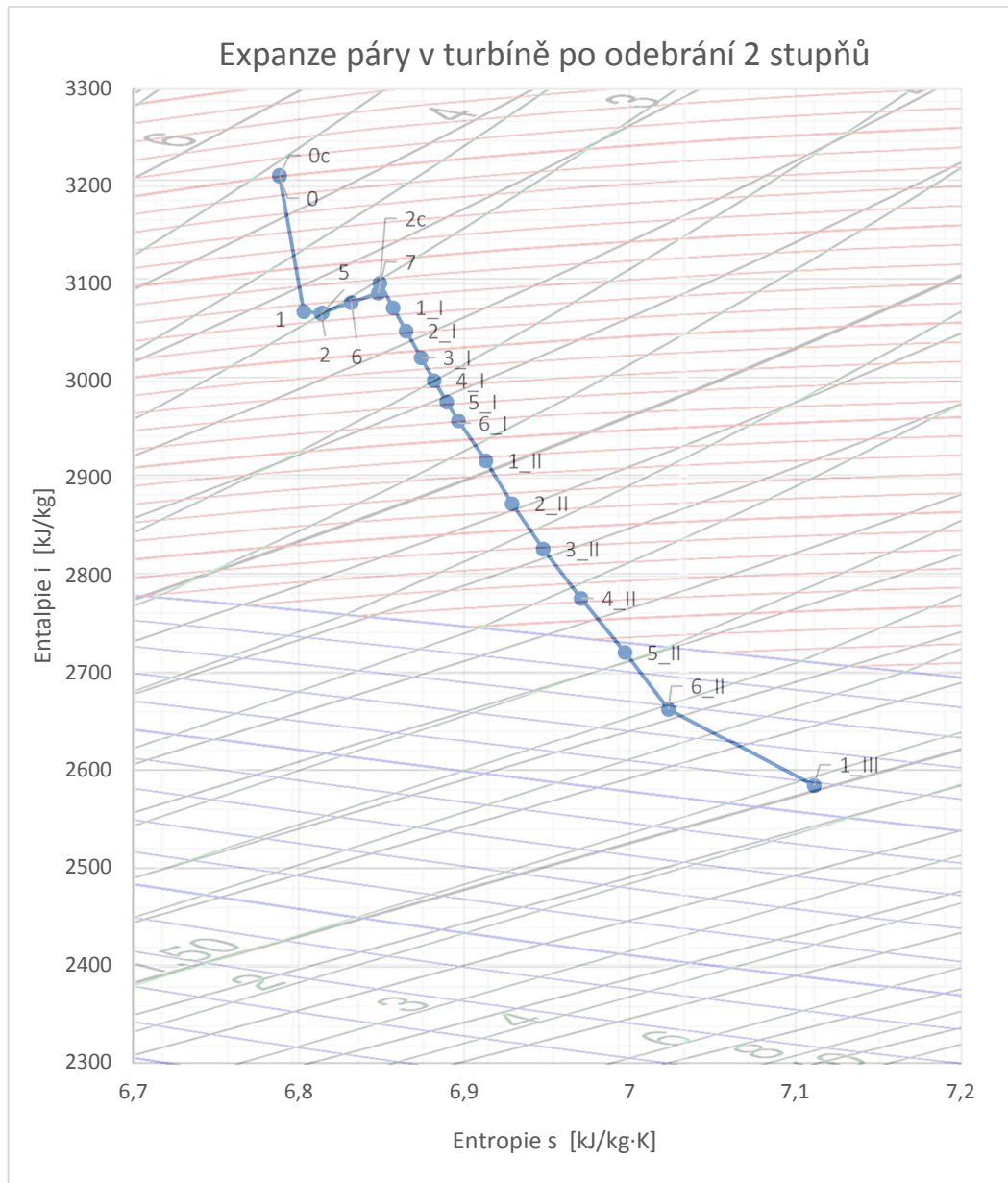


Obr. č. 4.8: Expanze páry v I. stupňovité části, zdroj: vlastní zpracování



Obr. č. 4.9: Expanze páry v II. stupňovité části, zdroj: vlastní zpracování

Po spojení expanzní křivky dohromady bez uvažování již 2 posledních stupňů, bude vypadat křivka expanze následovně:



Obr. č. 4.10: Expanzní čára turbíny, zdroj: vlastní zpracování

5 Návrh a výpočet tepelného schématu zapojení

Současné tepelné schéma se skládá ze základních částí, jakými jsou 2 kotle, parní turbína a aero kondenzátor, do kterého odchází průtočné množství páry procházející poslední částí turbíny. Teplo této páry je v současné době dále nevyužíváno. Ve vzduchovém kondenzátoru dochází ke kondenzaci páry a odvedené měrné výparné teplo páry je tedy mařeno do atmosféry, tudíž je na něho pohlíženo jako na ztrátu tepelného oběhu. Cílem mé práce je tuto ztrátu snížit, a to tak, že alespoň část tepla páry využijí v parních ohřívácích vody pro předehřev vody v horkovodu, který slouží jako zásobovač tepla pro městské části města Brna.

V této práci budu nadále již předpokládat zapojení ohříváků vody za regulovaný odběr páry, které jsou dnes projektovány a do budoucna plánovány právě pro ohřev oběhové vody v horkovodu.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Můj návrh spočívá v zapojení dalších ohříváků za poslední stupně turbíny, kde došlo k navýšení teploty páry pro ideální využití právě odebráním 2 stupňů stávající turbíny. Pro návrh parních ohříváků vody vycházím z požadovaných tepelných spádů pro dostačující zásobování města Brna teplem v horkovodních sítích. Výpočet výměníků bude proveden vždy pro 2 stavy, a to pro zimní a letní provoz, kde dochází ke změně nejen tepelných spádů, ale hlavně průtoků horké vody, tudíž se bude měnit výkon navrhovaných ohříváků vody.

Výpočet bude proveden identicky pro 2 tepelné ohříváky, a to z důvodu napojení horkovodu na 2 větve zásobování. První větev zásobuje brněnskou městskou část Líšeň a Vinohrady. Druhá větev bude směřovat od spalovny komunálních odpadů na ulici Bělohorská. Tyto větve se liší nejen průtoky vody, ale především se jedná o tlakově oddělené nezávislé větve.

Cílem této práce je pouze tepelný výpočet, kde je potřeba určit teplosměnnou plochu daných výměníků a počet trubek tak, aby byly tyto výměníky schopny přenést požadovaný tepelný výkon. Tento návrh spočívá v určitém náznaku řešení, resp. se jedná o jakousi studii proveditelnosti z hlediska ekonomické návratnosti. Pevnostní, případně hydraulický výpočet jsou nad rámec této práce.

V příloze pak bude přiloženo bilanční schéma tohoto zapojení jak pro letní, tak i zimní provoz a dále také technologické schéma zapojení.

6 Tepelný výpočet ohříváku vody pro městskou část Líšeň, Vinohrady

Pro tepelný výpočet parních ohříváků vody potřebuji znát především teplotní spád na výměník a průtočné množství vody. Z těchto hodnot si mohu spočítat požadovaný výkon ohříváku, který bude muset být dodán parou pro ohřev průtočné vody na požadovanou teplotu dostačující pro CZT v daném období. Po bilančním výpočtu mohu navrhnout potřebnou teplosměnnou plochu, resp. velikost tepelného výměníku, od které se budou odvíjet především investiční náklady. Při návrhu tepelného spádu vody na výměník přihlížím k již navrženým výměníkům za regulovaným odběrem páry, které budou pro příští topnou sezónu instalovány.

Následující tabulka nám uvádí požadované parametry topné vody pro městskou část Líšeň a Vinohrady.

HKV - Vstup do výměňkové stanice					
Parametr			Léto	Zima	Jednotka
Teplota	t	norm.	68	68	[°C]
Tlak	p	norm.	15,00	13,00	[bar(g)]
Průtok	Q _m	norm.	1 420	570	[t/h]

HKV - Výstup z výměňkové stanice					
Parametr			Léto	Zima	Jednotka
Teplota	t	norm.	80	110	[°C]
Tlak	p	norm.	22,00	18,00	[bar(g)]
Průtok	Q _m	norm.	1 420	570	[t/h]

Tab. č. 6.1: Návrhové parametry ohříváku vody za RO pro Líšeň, zdroj: [10]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

V mém technickém řešení navrhuji použít parní ohřívač vody bez dochlazovače kondenzátu z toho důvodu, že teplo odevzdané kondenzací, resp. změnou skupenství látky je mnohonásobně vyšší než teplo předané vlivem rozdílu teplot této látky. Dochlazení kondenzátu by sice zvýšilo množství předaného tepla nebo snížilo množství potřebné páry, na druhou stranu by ovšem z tohoto ohřívače odcházel chladnější kondenzát, který bychom museli nadále dohřívat do napájecí nádrže neregulovaným odběrem, kde by se tento odběr zvýšil a poměrná část páry by nemohla expandovat až na konec expanzní křivky, tudíž výroba el. energie by poklesla. Tento pokles výroby je s ohledem na mé úpravy a cíle této práce nežádoucí.

Parní ohřívač bude dále navrhnout jako povrchový tepelný výměník pára-voda, kdy pára kondenzuje vně trubek, které jsou přímé. V praxi se navrhuje i výměníky s tzv. U-trubicemi, kde klesá sice výška těchto výměníků, ale narůstá zase průměr. Z důvodu malých ploch k zastavení v areálu spalovny jsem proto zvolil spíše vyšší výměníky, ovšem zabírající méně místa. Další výhodou je také menší tlaková ztráta přímých trubek, tedy i nižší příkon čerpadel.

Pozn.: Pro výpočet vždy uvažuji jmenovité návrhové parametry požadované horkovodní sítí bez ohledu na možnou odchylku parametrů v těchto sítích. Jelikož se bude jednat o proudění horké vody v horkovodním předizolovaném potrubí, které má velkou schopnost akumulace tepla, jsou tyto odchylky minimální.

Každý z 2 výměníků budu vždy navrhovat a dimenzovat pro letní provoz, kdy daný výměník dokáže ohřát vodu na požadovanou teplotu sám. Po tomto výpočtu výměníku budou vždy oba výměníky dopočítány pro zimní provoz, kde je neznámou teplota vody na výstupu, tudíž také nutný dohřev topné vody výměníky instalovanými za regulovanými odběry v turbíně.

6.1 Návrh pro letní provoz

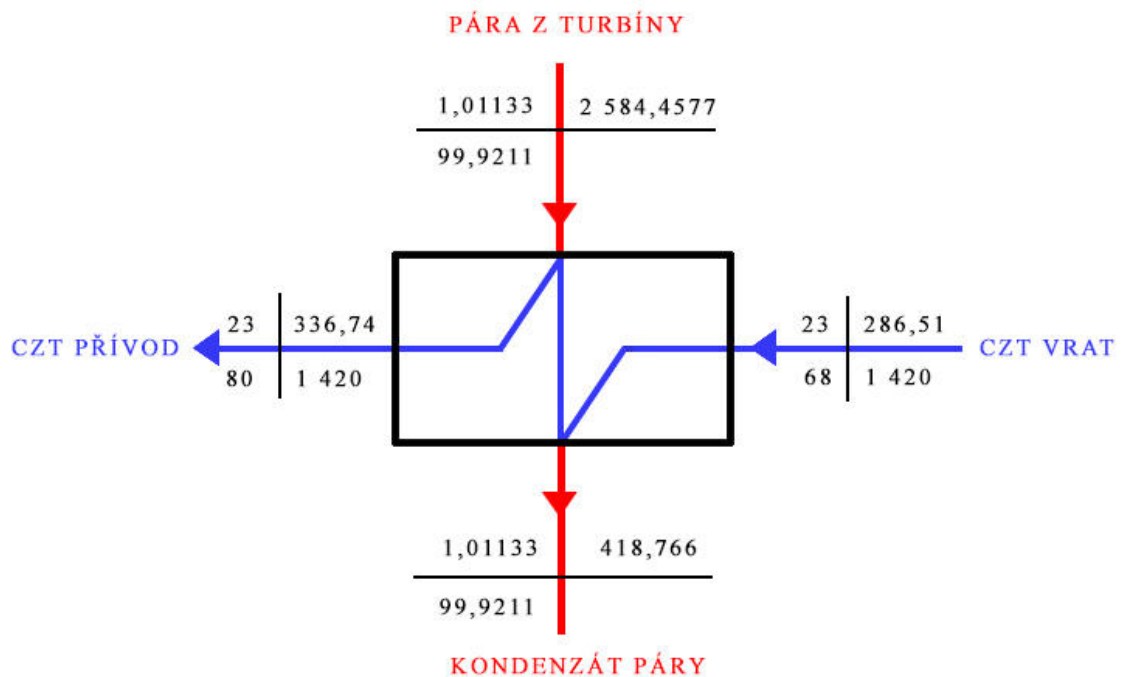
Jelikož navrhuji výměník pro předeřev vody, zvolím si rozumné teplotní spády. Požadovaná výstupní teplota vody pro letní období je 80°C. Této teploty mohu dosáhnout v letním provozu ohřátím vody již v navrhovaném ohřívači, tudíž výměník za RO může být v letních měsících odstaven. Proto teplotu na výstupu z výměníku pro letní provoz volím 80°C. V zimním provozu z důvodu poklesu průtočného množství vody bude dohřátí vyšší.

Pozn.: V tepelných schématech budu používat zápis parametrů do křížového uspořádání. Následující obrázek popisuje legendu křížů všech následných tepelných schémat, pokud nebude uvedeno jinak.

p [bar]	h [kJ/kg]
t [°C]	m [t/h]

Obr. č. 6.1: Značení parametrů ve schématech, zdroj: vlastní zpracování

Mnou navrhované teplotní spády vody a páry na navrhovaný ohřívač vody jsou následující:



Obr. č. 6.2: Volba teplotních a entalpických spádů-Líšeň, letní provoz

Neznámou v tomto bilančním výpočtu je množství páry, které potřebujeme pro ohřev vody z teploty 68°C na požadovanou teplotu 80°C. Z tohoto teplotního spádu si vypočítám požadovaný výkon výměníku a z tohoto výkonu na základě znalosti měrného výparného tepla vody určím požadovaný průtok páry do parního ohřívače. Přičemž vycházím také ze zákona zachování hmoty, proto hmotnostní tok páry se musí rovnat hmotnostnímu toku kondenzátu.

$$Q_I = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t = \dot{m} \cdot \Delta i = \frac{1420 \cdot 1000}{3600} \cdot (336,74 - 286,51) \quad (1.148)$$

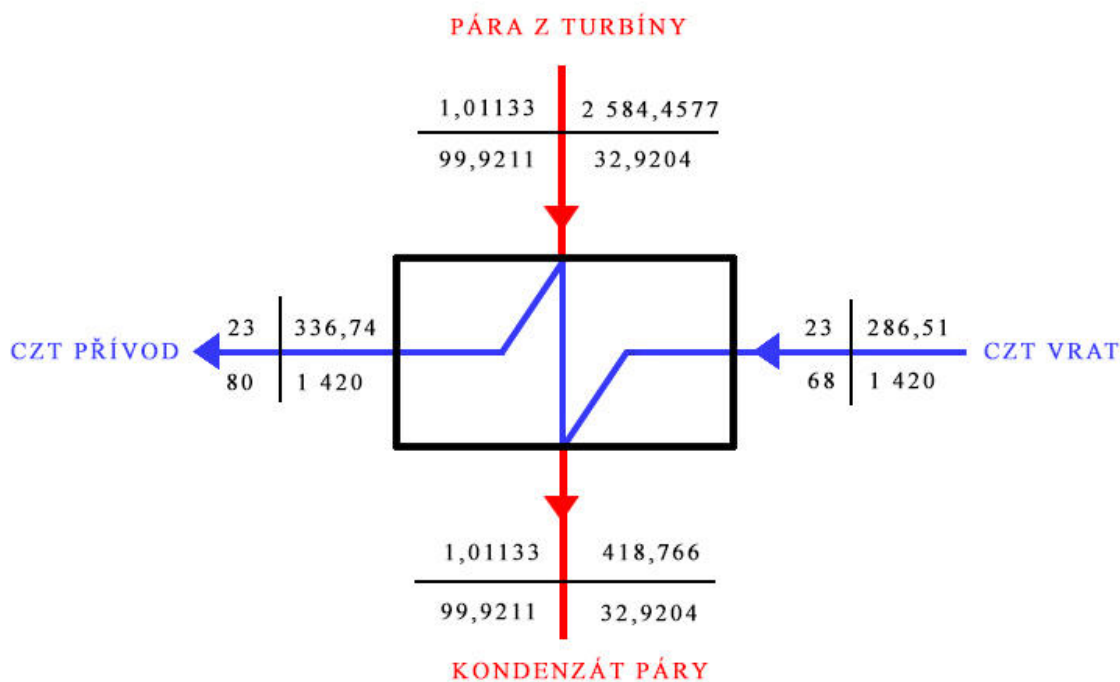
$$= 19814,45 \text{ kW} = 19,8145 \text{ MW}$$

Pro hodnotu měrného výparného tepla vody $l_v = 2257,84 \text{ kJ/kg}$, je požadované min. množství páry:

$$m_p = \frac{Q_I}{l_v \cdot x_p} = \frac{19814,5}{2257,84 \cdot 0,95967} = 9,14454 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 32,92 \frac{\text{t}}{\text{h}} \quad (1.149)$$

Pozn.: Z toho důvodu, že pára na výstupu z turbíny není 100% sytá, ale částečně mokrá, musel jsem toto množství páry navýšit z toho důvodu, že při kondenzaci páry na vodu dochází k uvolňování menšího množství měrného výparného tepla úměrného právě suchosti páry.

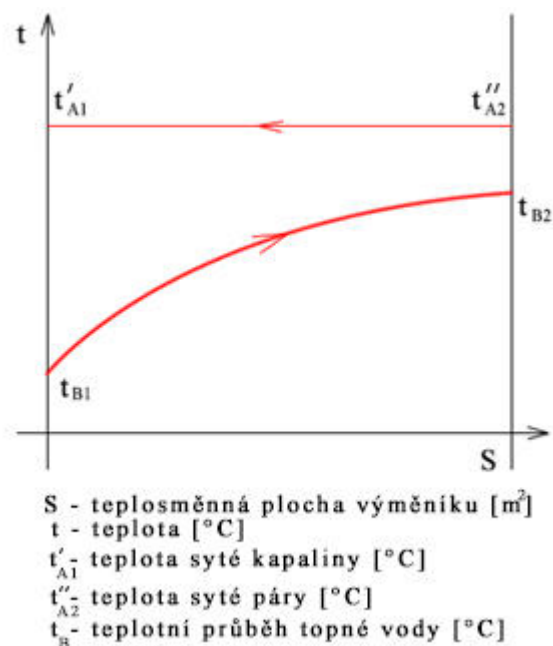
Potom tedy bilanční schéma je následující:



Obr. č. 6.3: Výsledné bilanční schéma pro parní ohřivač Líšeň, letní provoz

Pro tepelný výpočet daného parního ohřivače je důležitým faktorem volba mnoha parametrů. Vůbec první parametr ovlivňující výpočet, ale i technické řešení výměníku je jeho umístění a geometrické uspořádání. V této práci volím vertikální parní ohřivač vody, a to především z důvodu úspory zastavěné plochy tímto výměníkem jak již bylo uvedeno výše.

Další důležitou volbou je orientace směrů proudů ohřivané vody a ohřivací páry. Z důvodu lepšího přestupu tepla a snížení tak teplosměnné plochy výměníku volím orientaci do protiproudu.



Obr. č. 6.4: Grafické znázornění středního logaritmického teplotního spádu, zdroj: [18]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

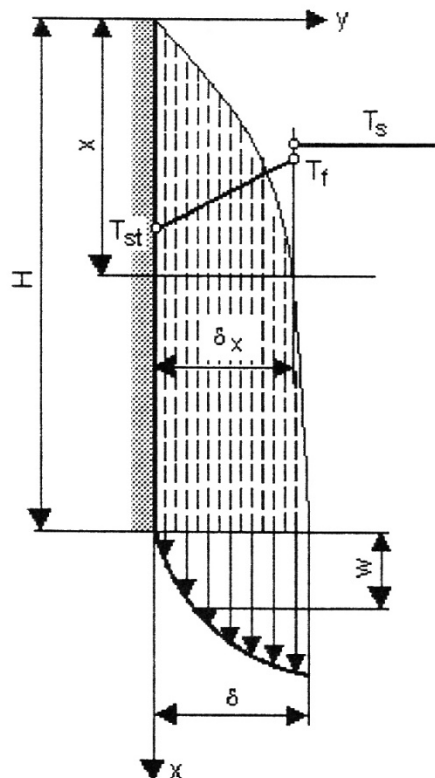
Nejdříve si vypočítám střední logaritmický teplotní spád na výměník.

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{A1} - t_{B2}) - (t_{A2} - t_{B1})}{\ln\left(\frac{(t_{A1} - t_{B2})}{(t_{A2} - t_{B1})}\right)} = \frac{(99,9211 - 80) - (99,9211 - 68)}{\ln\left(\frac{(99,9211 - 80)}{(99,9211 - 68)}\right)} = 25,45136^{\circ}\text{C} \quad (1.150)$$

Potom množství předaného tepla se vypočítá ze vztahu:

$$Q_I = k \cdot L \cdot \Delta t_{ln} \quad (1.151)$$

Tepelný výkon výměníku Q_I znám, střední logaritmický teplotní spád jsem si vypočetl a ze stanovení součinitele prostupu tepla si určím konečnou potřebnou délku trubky pro přenos požadovaného tepla. Z této délky si dále mohu určit na základě počtu trubek v parním ohříváku potřebnou teplosměnnou plochu.



Obr. č. 6.5: Grafické znázornění kondenzace páry na vertikálních trubkách, zdroj: [9]

Teplota páry vstupující do parního ohříváku, kde kondenzuje je $99,9211^{\circ}\text{C}$. Pro tuto teplotu si určím fyzikální vlastnosti výsledného kondenzátu.

Pozn.: Hodnoty jsou určovány z nastavby X-Steam, pokud není uvedeno jinak.

Měrné výparné teplo kondenzátu (příloha č. 1):

$$\begin{aligned} l_k &= 2\,500 - 2,0425 \cdot t_k - 0,003813 \cdot t_k^2 \\ &= 2\,500 - 2,0425 \cdot 99,9211 - 0,003813 \cdot 99,9211^2 \\ &= 2\,257,841 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (1.152)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Dynamická viskozita (příloha č. 1):

$$\mu = 0,027415 \cdot t_k^{-1} = 0,027415 \cdot 99,9921^{-1} = 0,00027437 \frac{kg}{m \cdot s} \quad (1.153)$$

Prandtlovo číslo (příloha č. 1):

$$Pr = 178 \cdot t_k^{-1} = 178 \cdot 99,9921^{-1} = 1,78141 \quad (1.154)$$

Hustota kondenzátu při teplotě kondenzace (příloha č. 1):

$$\begin{aligned} \rho &= 1006 - 0,26 \cdot t_k - 0,0022 \cdot t_k^2 \\ &= 1006 - 0,26 \cdot 99,9921 - 0,0022 \cdot 99,9921^2 = 958,05521 \frac{kg}{m^3} \end{aligned} \quad (1.155)$$

Součinitel tepelné vodivosti kondenzátu (příloha č. 1):

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,571 + 0,00166 \cdot t_k - 0,0000059 \cdot t_k^2 \\ &= 0,571 + 0,00166 \cdot 99,9921 - 0,0000059 \cdot 99,9921^2 \\ &= 0,677962 \frac{W}{m \cdot K} \end{aligned} \quad (1.156)$$

Měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku (příloha č. 1):

$$\begin{aligned} c_p &= \frac{4210 - 1,363 \cdot t_k + 0,014 \cdot t_k^2}{1000} \\ &= \frac{4210 - 1,363 \cdot 99,9921 + 0,014 \cdot 99,9921^2}{1000} = 4,21358 \frac{kJ}{kg} \end{aligned} \quad (1.157)$$

Měrný objem páry:

$$v = f(p; t) = 1,6087 \frac{m^3}{kg}$$

Hustota páry:

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{1,6087} = 0,6216 \frac{kg}{m^3} \quad (1.158)$$

Kinematická viskozita kondenzátu

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,0002743}{958,0552} = 2,86379 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad (1.159)$$

Poměr hustoty páry a kondenzátu:

$$\frac{\rho_p}{\rho_k} = \frac{0,6216}{958,0552} = 0,000648825 \quad (1.160)$$

Jelikož je tento poměr velmi malý, mohu ho zanedbat a nadále počítat se vztahy, kde vystupuje Galileovo číslo.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Měřítka tloušťky kondenzátního filmu:

$$\sqrt{\frac{v^2}{g}} = \sqrt{\frac{(2,86379 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}} = 2,02957 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (1.161)$$

Do výpočtů dále potřebuji znát střední teplotu stěny trubky. V této fázi se jednalo o iterační výpočet, kdy byla teplota nejdříve odhadnuta a později po výpočtu požadované délky trubky a výpočtu součinitelů přestupu tepla na straně páry i vody byla tato hodnota zpřesněna a výpočet proveden znovu. Nadále zde budu v práci uvádět vždy poslední krok iterace. Na konci výpočtu tohoto parního ohříváku bude znázorněn postup výpočtu této teploty.

Střední teplota stěny:

$$t_{st} = 83,0252^\circ\text{C}$$

Teplotní rozdíl je tedy potom:

$$\Delta t = t_k - t_{st} = 99,9211 - 83,0252 = 16,8959^\circ\text{C} \quad (1.162)$$

Kritérium Z:

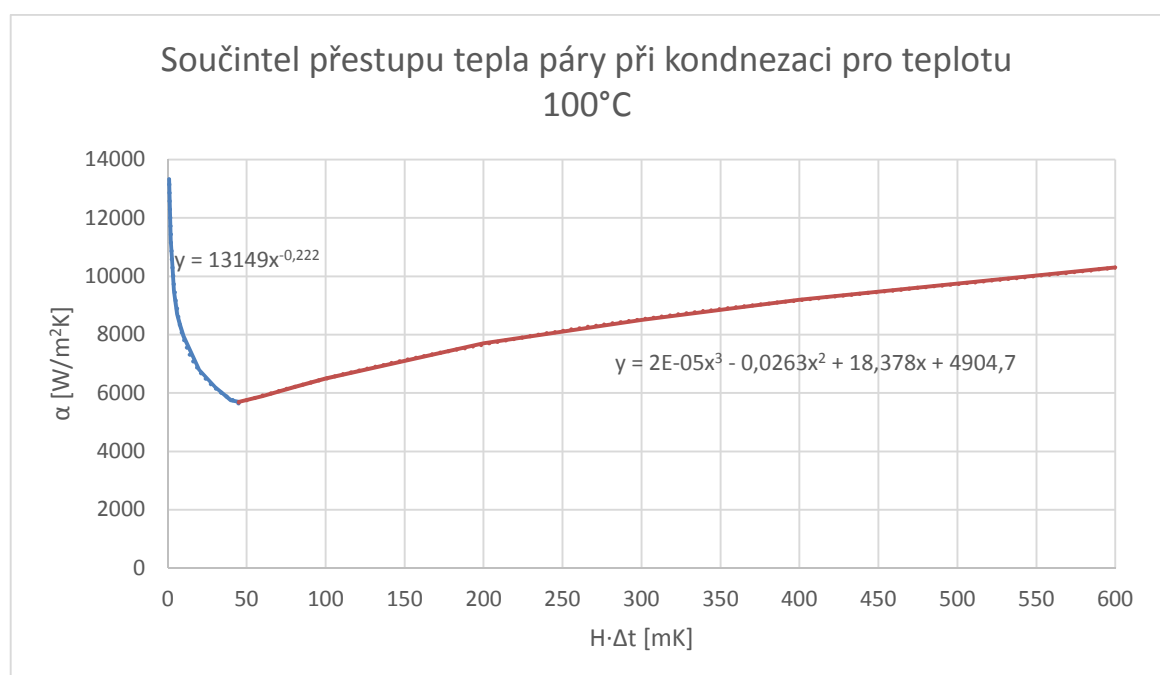
$$Z = \sqrt[3]{\frac{g}{v^2}} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta t \cdot H}{l_k \cdot \mu} = \sqrt[3]{\frac{9,81}{(2,86379 \cdot 10^{-7})^2}} \cdot \frac{0,677962 \cdot 16,0252 \cdot 0,6}{2\,257\,841,271 \cdot 0,000274366} \quad (1.163)$$

$$= 546,65$$

Do tohoto kritéria se dosazuje veličina H, která nám určuje délku trubky, na níž se vytváří kondenzační blána. V mém případě a použití vertikálního parního ohříváku topné vody je to rozteč přepážek, které jsou použity z důvodu pevnostní podpory trubek při nahřívání. Maximální rozteč je v praxi uváděna jako $H_{\max} = 5d$.

$$H = 5 \cdot d_1 = 5 \cdot 0,12 = 0,6 \text{ m} \quad (1.164)$$

Nyní mohu odhadnout součinitel přestupu tepla z grafu nebo jej přesněji spočítat.



Obr. č. 6.6: Grafická závislost součinitele přestupu tepla pro páru 100°C, zdroj: [9]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

$$H \cdot \Delta t = 0,6 \cdot 16,8959 = 10,1375 \quad (1.165)$$

Z grafického průběhu závislosti součinitele přestupu tepla páry při kondenzaci na vertikálních trubkách na rozdílu teplot a vzdálenosti přepážek si mohou po proložení polynomem určit matematickou závislost, díky níž si mohou vypočítat první nástřel tohoto součinitele.

$$\alpha_{graf} = 13\,149 \cdot (10,1375)^{-0,222} = 7\,862,773 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (1.166)$$

Protože grafická metoda určuje součinitele přestupu tepla na straně páry pro teplotu 100°C a ne 99,9211°C, spočítám si tuto hodnotu raději přesně. I pro přesnější výsledkové hodnoty délky trubek, resp. jejich teplosměnnou plochu si tento součinitel vypočítám dle platných vztahů používaných v praxi.

Reynoldsovo číslo filmu:

$$Re_f = 0,941 \cdot Z^{0,781} = 0,941 \cdot 546,65^{0,781} = 129,3423 \quad (1.167)$$

Jelikož je toto Reynoldsovo číslo menší než kritické Reynoldsovo číslo, které je pro kondenzátní film 400, jedná se o laminární proudění v kondenzátním filmu. Nadále tedy počítám se vztahy pro toto laminární proudění.

Fyzikální vlastnosti kondenzátu při střední teplotě stěny:

Tepelná vodivost:

$$\begin{aligned} \lambda_{st} &= 0,571 + 0,00166 \cdot t_{st} - 0,0000059 \cdot t_{st}^2 \\ &= 0,571 + 0,00166 \cdot 83,0252 - 0,0000059 \cdot 83,0252^2 \\ &= 0,66815 \frac{W}{m \cdot K} \end{aligned} \quad (1.168)$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{st} = 178 \cdot t_{st}^{-1} = 178 \cdot 83,0252^{-1} = 2,1439 \quad (1.169)$$

Dynamická viskozita:

$$\mu_{st} = 0,027415 \cdot t_{st}^{-1} = 0,027415 \cdot 83,0252^{-1} = 0,00033 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (1.170)$$

Provedu korekci na závislost fyzikálních vlastností kondenzátu na teplotě, která vyjadřuje směr tepelného toku.

$$\varepsilon_T = \left[\left(\frac{\lambda_{st}}{\lambda_v} \right)^3 \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_{st}} \right) \right]^{0,125} = \left[\left(\frac{0,66815}{0,67796} \right)^3 \cdot \left(\frac{0,00027436}{0,00033} \right) \right]^{0,125} = 0,97178 \quad (1.171)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_f = 0,941 \cdot Z^{-0,2187} \cdot \varepsilon_T = 0,941 \cdot 546,65^{-0,2187} \cdot 0,97178 = 0,23037 \quad (1.172)$$

Součinitel přestupu tepla pro kondenzující páru je tedy:

$$\alpha_{par} = \frac{Nu_f \cdot \lambda_v}{\sqrt[3]{\frac{v_v^2}{g}}} = \frac{0,23037 \cdot 0,677962}{\sqrt[3]{\frac{(2,86379 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}}} = 7\,695,2782 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (1.173)$$

Dále je potřeba si určit střední tloušťku kondenzátního filmu a její tepelnou vodivost. Tyto hodnoty budz potřebovat pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla.

Střední tloušťka kondenzátního filmu:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \mu_v^2 \cdot Re_f}{g \cdot \rho_v^2}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0,00027436^2 \cdot 129,3423}{9,81 \cdot 958,055^2}} = 0,000148 \text{ m} \quad (1.174)$$

$$= 0,148 \text{ mm}$$

Součinitel tepelné vodivosti kondenzátního filmu:

$$\lambda_f = \delta \cdot \alpha_{par} = 0,000148 \cdot 7\,695,2782 = 1,13915 \frac{W}{m \cdot K} \quad (1.175)$$

Střední rychlost proudění kondenzátního filmu:

$$w_{st} = \frac{1}{3} \cdot g \cdot \delta^2 \cdot \frac{\rho_v}{\mu_v} = \frac{1}{3} \cdot 9,81 \cdot 0,000148^2 \cdot \frac{958,055}{0,00027436} = 0,2502 \frac{m}{s} \quad (1.176)$$

Nyní je potřeba zvolit materiál trubek pro výpočet potřebné teplosměnné plochy.

Dle katalogového listu (viz příloha č. 2) volím nerezovou ocel s následujícími parametry:

materiál trubek	X6CrNiTi18-10	Jednotka
Číselné označení	1.4541	[-]
Mez kluzu do 100°C	176 ⁴	[MPa]
Součinitel bezpečnosti	1,5	[-]

Tab. č. 6.2: Parametry nerezového materiálu použitého pro trubky, zdroj: příloha č. 2

Dále volím geometrii trubek na základě konzultace s odborníky:

Volba geometrie trubky.

vnitřní průměr	12	[mm]	0,012	[m]
tloušťka	1	[mm]	0,001	[m]
vnější průměr	14	[mm]	0,014	[m]

Tab. č. 6.3: Geometrie trubek pro parní ohřívák, zdroj: konzultace s odborníky

⁴ Mez kluzu volena do max. provozní teploty vody 100°C, z toho důvodu, že max. teplota páry je 99,9211°C.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Tloušťku trubky ještě zkontroluji z pevnostního hlediska, kdy si vypočítám min. tloušťku trubky pro daný tlak v potrubí. Skutečná tloušťka pak musí být z pevnostního důvodu větší.

Min. tloušťka potrubí:

$$t_{min} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \frac{Rp_{0,2}}{k} + p} = \frac{2,3 \cdot 14}{2 \cdot \frac{176}{1,5} + 2,3} = 0,13588 \text{ mm} \quad (1.177)$$

Tudíž tloušťku trubky volím 1 mm z důvodu lepšího přestupu tepla, ale zároveň dostatečné pevnosti a dostatečné tloušťky pro výrobu potrubí.

Parametry nerezové trubky jsou následující (příloha č. 2):

Tepelná vodivost λ	15	[W/m·K]
Hustota ρ	7900	[kg/m ³]
Měrné teplo c_p	500	[J/kg·K]

Tab. č. 6.4: Parametry použitého materiálu pro trubky, zdroj: příloha č. 2

Následuje výpočet součinitele přestupu tepla z vody do trubek. Při návrhu trubek je důležité dodržet doporučenou hodnotu rychlosti vody pro zásobování horkovodu. Jelikož tento parní ohřívák bude v provozu v létě i v zimě, kdy je průtok téměř třetinový, musím zohlednit obě hodnoty průtoku a volit počet trubek tak, aby se rychlost vody pohybovala rozumně v rozsahu 1,0 – 3,0 m/s. Při nižších rychlostech by mohlo docházet k přehřívání stěny ohříváku, ale také ke špatnému a nedostatečnému proudění vody v potrubí. Naopak při vyšších rychlostech by narůstala tlaková ztráta potrubí, která roste s druhou mocninou rychlosti vody. Tudíž by se zvýšily i příkony čerpadel a vzrostla tak energetická náročnost celkového zapojení.

Pro letní provoz, kdy je požadovaný průtok vody větší, jsem zvolil návrhovou rychlost $w=2,51$ m/s.

Požadovaný průtok vody v horkovodu je 394,4444 kg/s. Abych si mohl vypočítat požadovaný celkový průřez potrubí, musím si tento hmotnostní průtok převést na objemový průtok, ke kterému budu potřebovat hustotu vody. Veškeré parametry určované pro vodu v horkovodním potrubí budu vztahovat ke střední teplotě vody.

$$t_{stř} = \frac{(t_{in} + t_{out})}{2} = \frac{68 + 80}{2} = 74^\circ\text{C} \quad (1.178)$$

Hustota vody tedy je (příloha č. 1):

$$\begin{aligned} \rho &= 1006 - 0,26 \cdot t_{stř} - 0,0022 \cdot t_{stř}^2 = 1006 - 0,26 \cdot 74 - 0,0022 \cdot 74^2 \\ &= 974,7128 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{aligned} \quad (1.179)$$

Objemový průtok vody:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{394,4444}{974,7128} = 0,404678 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (1.180)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Potřebný průřez všech trubek pro přenos požadovaného množství vody je:

$$S = \frac{\dot{V}}{w} = \frac{0,404678}{2,51} = 0,161226 \text{ m}^2 \quad (1.181)$$

Z geometrie potrubí si určím průřez pouze 1 trubky:

$$S_1 = \pi \cdot \frac{d^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,012^2}{4} = 0,000113097 \text{ m}^2 \quad (1.182)$$

Počet potřebných trubek pro parní ohřívák vody:

$$n = \frac{S}{S_1} = \frac{0,1599516}{0,000113097} = 1\,425,552 \quad (1.183)$$

Zaokrouhlím tedy tuto hodnotu na celé číslo:

$$n_{tr}=1\,426$$

Zaokrouhlením počtu trubek se trochu pozmění skutečná rychlost, kterou musím nadále zkontrolovat:

$$S_{skut} = n_{tr} \cdot S_1 = 1\,426 \cdot 0,000113097 = 0,1612768 \text{ m}^2 \quad (1.184)$$

$$w_{skut} = \frac{\dot{V}}{S_{skut}} = \frac{0,404678}{0,1612768} = 2,509 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.185)$$

Tato rychlost se od navrhované rychlosti mění minimálně, tudíž počet trubek 1 426 vyhovuje technickému řešení.

Fyzikální vlastnosti vody pro střední teplotu proudu $t_s=74^\circ\text{C}$:

$$\mu=f(p;t)=0,0003833 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

Kinematická viskozita proudu při střední teplotě:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,0003833}{974,7128} = 3,9325 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (1.186)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody:

Výpočet charakteristického rozměru trubky, tzv. ekvivalentního průměru:

Smáčený obvod trubky:

$$O = \pi \cdot d_1 = \pi \cdot 0,012 = 0,0377 \text{ m} \quad (1.187)$$

Průtočný průřez:

$$S = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,012^2}{4} = 1,131 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (1.188)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Ekvivalentní průměr:

$$d_{ekv} = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot 1,131 \cdot 10^{-4}}{0,0377} = 0,012 \text{ m} = d_1 \quad (1.189)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w \cdot d_1}{\nu} = \frac{2,5092 \cdot 0,012}{3,9325 \cdot 10^{-7}} = 76\,568,443 \quad (1.190)$$

Jedná se tedy o turbulentní proudění vody v potrubí, jelikož $Re > Re_{krit}=2\,300$ v uzavřeném potrubí.

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re) - 1,64)^2 \cdot 8} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(76\,568,443) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (1.191)$$

$$= 0,0023788$$

Prandtlovo číslo vody pro střední teplotu proudu:

$$Pr = 178 \cdot t_s^{-1} = 178 \cdot 74^{-1} = 2,4054054 \quad (1.192)$$

Prandtlovo číslo vody pro teplotu stěny:

$$Pr_{st} = 178 \cdot t_{st}^{-1} = 178 \cdot 83,0252^{-1} = 2,1439 \quad (1.193)$$

Nusseltovo číslo proudu:

$$Nu_0 = \frac{A \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (1.194)$$

$$= \frac{0,0023788 \cdot (76\,568,443 - 1000) \cdot 2,4054054}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,0023788} \cdot \left(2,4054054^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 289,6976$$

Vliv počátečního úseku nám respektuje následující součinitel:

Pozn.: Jedná se opět o iterační výpočet, protože doposud jsem neměl vypočtenou délku trubek pro přenos požadovaného výkonu.

$$\varepsilon_l = 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{\frac{2}{3}} = 1 + \left(\frac{0,012}{5}\right)^{\frac{2}{3}} = 1,0179 \quad (1.195)$$

Vliv rozdílných teplot proudu vody a teploty tohoto proudu u stěny kompenzuje součinitel:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr}{Pr_{st}}\right)^{0,11} = \left(\frac{2,4054054}{2,1439}\right)^{0,11} = 1,0127 \quad (1.196)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Tyto korekční součinitele bych mohl zanedbat, protože se liší pouze minimálně od hodnoty 1. Jelikož se snažím dosáhnout, co možná nejpřesnějšího výsledku, nadále s těmito součiniteli počítám.

Výsledné Nusseltovo číslo po korekci je:

$$Nu = Nu_0 \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_t = 289,6976 \cdot 1,0179 \cdot 1,0127 = 298,6473 \quad (1.197)$$

Součinitel tepelné vodivosti vody:

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,571 + 0,00166 \cdot t_s - 0,0000059 \cdot t_s^2 \\ &= 0,571 + 0,00166 \cdot 74 - 0,0000059 \cdot 74^2 = 0,6615316 \frac{W}{m \cdot K} \end{aligned} \quad (1.198)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla na straně vody:

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_1} = \frac{298,64 \cdot 0,6615316}{0,012} = 16\,463,72 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (1.199)$$

Nyní znám veškeré součinitele přestupu tepla konvekcí i kondukcí, mohu tedy vypočítat celkový součinitel prostupu tepla.

Vycházím ze vzorce pro výpočet součinitele prostupu tepla vztaženého k délce trubky, ze které nadále dopočítám požadovanou teplosměnnou plochu. Také by se mohlo vycházet ze součinitele prostupu tepla vztaženého na teplosměnnou plochu, kde by vzorec vypadal trochu jinak. Výsledky obou variant jsou ovšem shodné.

Součinitel prostupu tepla pro válcovou plochu vztažený na délku trubky:

$$\begin{aligned} k &= \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{d_2} \cdot \frac{\delta}{\lambda_f} + \frac{1}{\alpha_{par} \cdot d_2}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{16\,463,72 \cdot 0,012} + \frac{1}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,014}{0,012}\right) + \frac{1}{0,012} \cdot \frac{0,000148}{1,139} + \frac{1}{7\,695,278 \cdot 0,014}} \\ &= 109,2186 \frac{W}{m \cdot K} \end{aligned} \quad (1.200)$$

Celková potřebná délka trubky potřebná pro přenos požadovaného výkonu:

$$L = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{19\,814\,450}{109,2186 \cdot 25,4513} = 7\,128,1058 \text{ m} \quad (1.201)$$

Jelikož je to délka vztažená na 1 trubku, podělením počtem trubek získám nutnou výšku trubek v parním ohříváku vody.

$$l = \frac{L}{n_{tr}} = \frac{7\,128,1058}{1\,426} = 4,9986 \text{ m} \cong 5 \text{ m} \quad (1.202)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Teplosměnná plocha trubek v parním ohříváku vody:

$$S = \pi \cdot d_2 \cdot L = \pi \cdot 0,014 \cdot 7\,128,1058 = 313,51 \text{ m}^2 \quad (1.203)$$

Tímto výpočtem jsem iteračně získal délku trubek, resp. teplosměnnou plochu trubek v parním ohříváku, která vstupovala do výpočtu pro součinitel přestupu tepla na straně kondenzující páry.

Při výpočtu střední teploty stěny jsem vycházel ze součinitele prostupu tepla mezi vodou a povrchem stěny následovně:

$$k_{II} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} = \frac{\pi}{\frac{1}{16\,463,72 \cdot 0,012} + \frac{1}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,014}{0,012}\right)} \quad (1.204)$$

$$= 307,9995 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\Delta t = \frac{Q}{L \cdot k_{II}} = \frac{19\,814\,450}{7\,128,1058 \cdot 307,9995} = 9,0252 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.205)$$

Střední teplota stěny je následující:

$$t_{st} = \frac{(t_{in} + t_{out})}{2} + \Delta t = 74 + 9,0252 = 83,0252 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.206)$$

6.2 Návrh pro zimní provoz

Cílem výpočtu pro zimní provoz je určení tepelného výkonu, který bude parou předán vodě v horkovodu při ohřevu v parním ohříváku vody, který byl navrhnut pro letní provoz. Ze stejné geometrie výměníku a počtu trubek si mohu určit teplotní spád na vodě a zjistit tedy konečnou teplotu vody vycházející z ohříváku.

V tomto zimním provozu ovšem neznám teplotu vody na výstupu z ohříváku, tudíž nemohu spočítat výkon parního ohříváku, ze kterého dopočítávám teplotní spád. Volil jsem proto iterační způsob výpočtu, kdy jsem si nejdříve zvolil nedohřev na výměníku 10°C, ze kterého jsem dopočítal požadovaný výkon na ohřev vody a dále střední logaritmický teplotní spád na parní ohřívák vody a nadále iteroval výpočty tak, až mi ze středního logaritmického teplotního spádu vyšla koncová teplota vody odpovídající výkonu přijímaného vodou a odebíraného páře. Iterace spočívá v tom, že musím určit maximální teplotu na výstupu vody tak, aby požadovaný výkon na ohřev vody o tento teplotní rozdíl byl výměník schopen přenést na délce trubek L, která byla vypočtena z letního provozu a je neměnná.

Pozn.: Dále budou tedy zobrazeny pouze konečné výsledky několika iterací.

Po iteračním výpočtu je koncová teplota vody:

$$t_{out} = 88,51 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$i_{out} = f(t;p) = 372,1285 \text{ kJ/kg}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{A1} - t_{B2}) - (t_{A2} - t_{B1})}{\ln\left(\frac{t_{A1} - t_{B2}}{t_{A2} - t_{B1}}\right)} = \frac{(99,9211 - 88,51) - (99,9211 - 68)}{\ln\left(\frac{99,9211 - 88,51}{99,9211 - 68}\right)} = 19,9378^{\circ}\text{C} \quad (1.207)$$

Průtok topné vody v zimních měsících:

$$\dot{m} = \frac{570 \cdot 1000}{3600} = 158,3333 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.208)$$

Výkon potřebný k ohřátí vody o teplotní rozdíl:

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta i = 158,3333 \cdot (372,1285 - 286,17893) = 13\,608,67 \text{ kW} \quad (1.209)$$

Fyzikální vlastnosti vody při teplotě sytosti jsou stejné jako při výpočtech v letním provozu, jelikož teplota sytosti vstupující páry se při návrhovém stavu nemění.

Počet trubek v parním ohříváku je stejný jako při výpočtu v letním provozu, tedy:

$$n_{\text{trub}} = 1\,426$$

Geometrie trubek je také stejná jako ve výpočtu letního provozu, tedy:

Volba geometrie trubky.

vnitřní průměr	12	[mm]	0,012	[m]
tloušťka	1	[mm]	0,001	[m]
vnější průměr	14	[mm]	0,014	[m]

Tab. č. 6.5: Geometrie trubek pro parní ohřívák vody, zdroj: vlastní volba

Skutečný průřez všech trubek je stejný, jelikož mám stejný počet trubek i jejich geometrii.

$$S_{\text{skut}} = 0,16127 \text{ m}^2$$

Co se bude lišit, je střední teplota vody, pro kterou počítám fyzikální parametry.

$$t_{\text{střed}} = \frac{(t_{in} + t_{out})}{2} = \frac{(68 + 88,51)}{2} = 78,2553^{\circ}\text{C} \quad (1.210)$$

Hustota vody pro střední teplotu proudu (příloha č. 1):

$$\begin{aligned} \rho &= 1\,006 - 0,26 \cdot t_{\text{střed}} - 0,0022 \cdot t_{\text{střed}}^2 \\ &= 1\,006 - 0,26 \cdot 78,2553 - 0,0022 \cdot 78,2553^2 \\ &= 1\,006 - 0,26 \cdot 78,2553 - 0,0022 \cdot 78,2553^2 = 972,181 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{aligned} \quad (1.211)$$

Objemový průtok vody:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{158,3333}{972,181} = 0,16286 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (1.212)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Skutečná rychlost proudu vody v trubkách:

$$w_{skut} = \frac{\dot{V}}{S_{skut}} = \frac{0,16286}{0,16127} = 1,0098 \frac{m}{s} \quad (1.213)$$

Tato rychlost odpovídá doporučeným hodnotám proudění vody v dálkových vodovodních teplovodech, které jsou v rozmezí 1-3 m/s.

Výpočet součinitelů přestupu tepla:

Poměr hustoty páry a kondenzátu:

$$\frac{\rho_p}{\rho_v} = \frac{0,6216}{958,0552} = 0,0006488 \quad (1.214)$$

Tento poměr je zcela zanedbatelný, tudíž mohou v rovnicích užívat vztahy s Galileovým číslem:

Měřítka tloušťky kondenzátního filmu:

$$\sqrt{\frac{v^2}{g}} = \sqrt{\frac{(2,8638 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}} = 2,02957 \cdot 10^{-5} m \quad (1.215)$$

Střední teplota stěny:

Pozn.: Jednalo se opět o iterační výpočet, kdy jsem si nejdříve určil množství předávaného tepla a dále z tepelného odporu mezi proudící vodou a stěnou trubek si mohu určit tento teplotní rozdíl, ze kterého dále určím střední teplotu stěny. Níže uvádím již konečnou teplotu po několika iteracích.

$$t_{stěny} = 87,7895^\circ C$$

Potom tedy teplotní rozdíl mezi teplotou vstupující páry a střední teplotou stěny je:

$$\Delta t = (t_p - t_{stěny}) = (99,9211 - 87,7895) = 12,13156^\circ C \quad (1.216)$$

Kritérium Z:

$$Z = \sqrt[3]{\frac{g}{v^2}} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta t \cdot H}{l_k \cdot \mu} = \sqrt[3]{\frac{9,81}{(2,8638 \cdot 10^{-7})^2}} \cdot \frac{0,677796 \cdot 12,13156 \cdot 0,6}{2\,257\,841,271 \cdot 0,000274366} \quad (1.217)$$

$$= 392,5047$$

Reynoldsovo číslo filmu:

$$Re_f = 0,941 \cdot Z^{0,781} = 0,941 \cdot 392,5047^{0,781} = 99,858 \quad (1.218)$$

Jelikož je toto Reynoldsovo číslo menší než kritické Reynoldsovo číslo, které je pro kondenzátní film 400, jedná se tedy opět o laminární proudění v kondenzátním filmu.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Fyzikální vlastnosti kondenzátu při střední teplotě stěny $t_{stěny}=87,7895^{\circ}\text{C}$:

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{st} = 178 \cdot t_{stěny}^{-1} = 178 \cdot 87,7895^{-1} = 2,02758 \quad (1.219)$$

Tepelná vodivost:

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,571 + 0,00166 \cdot t_{stěny} - 0,0000059 \cdot t_{stěny}^2 \\ &= 0,571 + 0,00166 \cdot 87,7895 - 0,0000059 \cdot 87,7895^2 \\ &= 0,67126 \frac{W}{m \cdot K} \end{aligned} \quad (1.220)$$

Dynamická viskozita:

$$\mu = 0,027415 \cdot t_{stěny}^{-1} = 0,027415 \cdot 87,7895^{-1} = 0,000312281 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (1.221)$$

Provedeme korekci na závislost fyzikálních vlastností kondenzátu na teplotě, která vyjadřuje směr tepelného toku.

$$\varepsilon_T = \left[\left(\frac{\lambda_{st}}{\lambda_v} \right)^3 \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_{st}} \right) \right]^{0,125} = \left[\left(\frac{0,67126}{0,67796} \right)^3 \cdot \left(\frac{0,00027436}{0,000312281} \right) \right]^{0,125} = 0,9803 \quad (1.222)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_f = 0,941 \cdot Z^{-0,2187} \cdot \varepsilon_T = 0,941 \cdot 392,5047^{-0,2187} \cdot 0,9803 = 0,24984 \quad (1.223)$$

Součinitel přestupu tepla pro kondenzující páru je tedy:

$$\alpha_{par} = \frac{Nu_f \cdot \lambda_v}{\sqrt[3]{\frac{v_v^2}{g}}} = \frac{0,24984 \cdot 0,67796}{\sqrt[3]{\frac{(2,86379 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}}} = 8\,345,8817 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (1.224)$$

Dále je potřeba si určit střední tloušťku kondenzátního filmu a její tepelnou vodivost. Tyto hodnoty budeme potřebovat pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla.

Střední tloušťka kondenzátního filmu:

$$\begin{aligned} \delta &= \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \mu_v^2 \cdot Re_f}{g \cdot \rho_v^2}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0,00027436^2 \cdot 99,8579}{9,81 \cdot 958,055^2}} = 0,0001358 \text{ m} \\ &= 0,1358 \text{ mm} \end{aligned} \quad (1.225)$$

Součinitel tepelné vodivosti kondenzátního filmu:

$$\lambda_f = \delta \cdot \alpha_{par} = 0,0001358 \cdot 8\,345,8817 = 1,133385 \frac{W}{m \cdot K} \quad (1.226)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Střední rychlost proudění kondenzátního filmu:

$$w_{st} = \frac{1}{3} \cdot g \cdot \delta^2 \cdot \frac{\rho_v}{\mu_v} = \frac{1}{3} \cdot 9,81 \cdot 0,0001358^2 \cdot \frac{958,055}{0,00027436} = 0,21058 \frac{m}{s} \quad (1.227)$$

Také musím zkontrolovat tloušťku potrubí, jestli z pevnostního hlediska vyhovuje i pro zimní provoz.

Min. tloušťka potrubí:

$$t_{min} = \frac{p \cdot d_2}{2 \cdot \frac{Rp_{0,2}}{k} + p} = \frac{1,9 \cdot 15}{2 \cdot \frac{176}{1,5} + 1,9} = 0,11244 \text{ mm} \quad (1.228)$$

Tato tloušťka je menší, než mnou zvolená 1mm, tudíž pevnostně potrubí vyhovuje. Jelikož je tlak uvnitř trubek v zimním režimu menší, z hlediska pevnostní dimenze toto potrubí tlak vydrží.

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody:

Fyzikální vlastnosti vody pro střední teplotu:

$$\mu=f(p;t)=0,00036269 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,00036269}{972,181} = 3,73076 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad (1.229)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w \cdot d_1}{\nu} = \frac{1,0098 \cdot 0,012}{3,73076 \cdot 10^{-7}} = 32\,481,6085 \quad (1.230)$$

Jedná se tedy o turbulentní proudění vody v potrubí, jelikož $Re > Re_{krit}=2\,300$ v uzavřeném potrubí.

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re) - 1,64)^2 \cdot 8} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(32\,481,6085) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,0028948 \quad (1.231)$$

Prandtlovo číslo vody pro střední teplotu proudu:

$$Pr = 178 \cdot t_{stř}^{-1} = 178 \cdot 78,2552^{-1} = 2,2746 \quad (1.232)$$

Prandtlovo číslo vody pro teplotu stěny:

$$Pr_{st} = 178 \cdot t_{st}^{-1} = 178 \cdot 87,7895^{-1} = 2,0276 \quad (1.233)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Nusseltovo číslo proudu:

$$\begin{aligned}
 Nu_0 &= \frac{A \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \\
 &= \frac{0,0028948 \cdot (32\,481,6085 - 1000) \cdot 2,2746}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,0028948} \cdot \left(2,2746^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 138,3326
 \end{aligned} \tag{1.234}$$

Vliv počátečního úseku nám respektuje následující součinitel:

$$\varepsilon_l = 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{\frac{2}{3}} = 1 + \left(\frac{0,012}{5}\right)^{\frac{2}{3}} = 1,0179 \tag{1.235}$$

Vliv rozdílných teplot proudu vody a teploty tohoto proudu u stěny kompenzuje součinitel:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr}{Pr_{st}}\right)^{0,11} = \left(\frac{2,2746}{2,0276}\right)^{0,11} = 1,0127 \tag{1.236}$$

Výsledné Nusseltovo číslo po korekci je:

$$Nu = Nu_0 \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_t = 138,3326 \cdot 1,0179 \cdot 1,0127 = 142,6 \tag{1.237}$$

Výsledný součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{142,6 \cdot 0,66477}{0,012} = 7\,899,958 \frac{W}{m^2 \cdot K} \tag{1.238}$$

Nyní znám veškeré součinitele přestupu tepla konvekcí i kondukcí, mohu tedy vypočítat celkový součinitel prostupu tepla.

Součinitel prostupu tepla pro válcovou plochu vztažený na délku trubky:

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{d_2} \cdot \frac{\delta}{\lambda_f} + \frac{1}{\alpha_{par} \cdot d_2}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{7\,899,958 \cdot 0,012} + \frac{1}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,014}{0,012}\right) + \frac{1}{0,012} \cdot \frac{0,0001358}{1,13385} + \frac{1}{8\,345,8817 \cdot 0,014}} \\
 &= 95,7685 \frac{W}{m \cdot K}
 \end{aligned} \tag{1.239}$$

Délka trubek je následující:

$$L = 7\,128,1058 \text{ m} \tag{1.240}$$

Pozn.: Tato délka vychází z výpočtu ohříváku při letním provozování.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Následně mohu dopočítat teplo předané vodě parou v parním ohříváku vody:

$$Q = k \cdot L \cdot \Delta t_{ln} = 95,7685 \cdot 7\,128,1058 \cdot 19,93776 = 13\,610\,482,65 \text{ W} \quad (1.241)$$

$$= 13,61 \text{ MW}$$

Z rozdílu teplot jsem si určil potřebný tepelný výkon $Q=13,608 \text{ MW}$. Z dopočítaných součinitelů přestupu tepla jsem dopočítal předaný výkon $Q=13,61 \text{ MW}$. Iteračním způsobem jsem se dostal na přesnost, resp. chybu 99,985%, resp. chybu 0,015%. Z důvodu velké přesnosti mohu nadále pokračovat ve výpočtu.

Rozdíl entalpií vody na vstupu a výstupu z ohříváku topné vody (dále jen OTV):

$$\Delta i = i_{out} - i_{in} = \frac{Q}{\dot{m}} = \frac{13\,610\,482,65}{158,3333} = 85\,960,94 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 85,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.242)$$

Potom tedy entalpie vody na výstupu je:

$$i_{out} = \Delta i + i_{in} = 85,96 + 286,1789 = 372,1398 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.243)$$

Při iteračním výpočtu bylo nutné zajistit rovnost tohoto předaného tepla ohřívákem topné vody (dále jen OTV) a teplem, které je potřeba pro ohřátí vody mezi teplotou na vstupu a výstupu.

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta i = 158,3333 \cdot (372,1398 - 286,1789) = 13,608 \text{ MW} \quad (1.244)$$

Teplotu na výstupu z OTV si určíme dle X-Steamu v závislosti na tlaku a entalpii:

$$t_{out}=f(p;i)=88,51 \text{ °C}$$

Ještě zde uvádím iterační výpočet střední teploty stěny, který následoval pro zpřesnění výpočtu a vstupující hodnoty střední teploty stěny trubek do výpočtů

Součinitel prostupu tepla pro válcovou plochu:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} = \frac{\pi}{\frac{1}{7\,899,958 \cdot 0,012} + \frac{1}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,014}{0,012}\right)} \quad (1.245)$$

$$= 200,268 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Rozdíl teplot:

$$\Delta t = \frac{Q}{k \cdot L} = \frac{13\,610\,482,65}{200,268 \cdot 7\,128,1058} = 9,53427 \text{ °C} \quad (1.246)$$

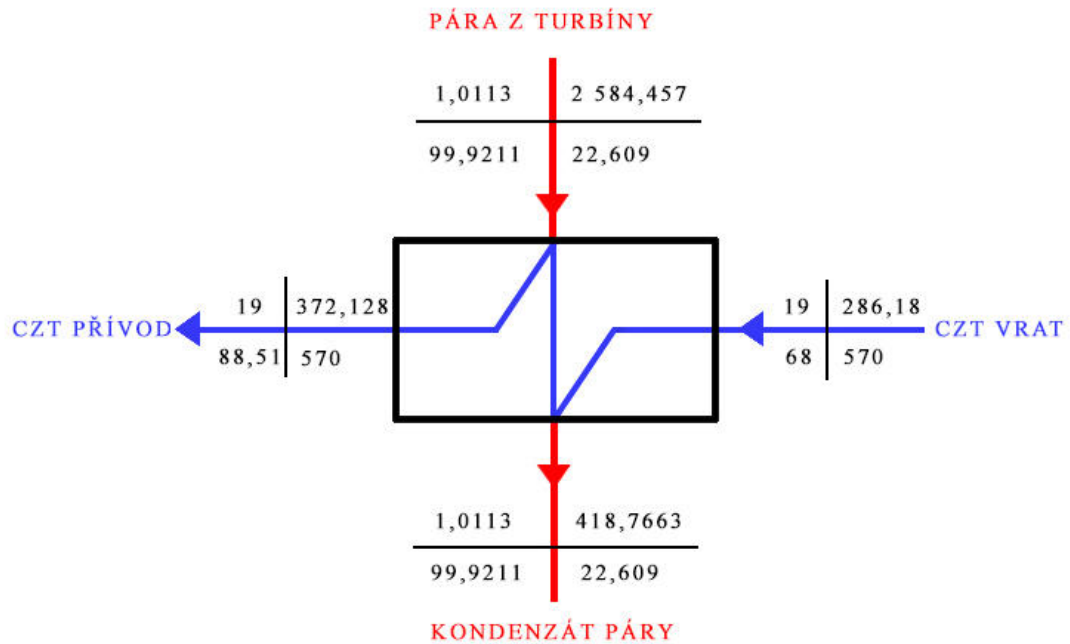
$$t_{stěny} = \frac{(t_{in} + t_{out})}{2} + \Delta t = \frac{(68 + 88,5105)}{2} + 9,53427 = 87,78955 \text{ °C} \quad (1.247)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Ještě si nadále mohu určit množství potřebné páry pro horkovod zásobující ÚMČ Líšeň v zimních měsících:

$$\dot{m}_p = \frac{Q}{l_k \cdot x_p} = \frac{13\,608,67}{2\,257,8412 \cdot 0,95968} = 6,2805 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 22,609 \frac{\text{t}}{\text{h}} \quad (1.248)$$

Potom bilanční schéma pro parní ohřívák Líšeň, Vinohrady pro zimní provoz vypadá následovně:



Obr. č. 6.7: Bilanční schéma ohříváku Líšeň pro zimní provoz, zdroj: vlastní zpracování

7 Tepelný výpočet ohříváku vody pro ulici Bělohorská

Tento OTV je velmi podobný, liší se pouze průtočným množstvím vody a tlakem v tomto horkovodu. Výpočet bude proveden podobně jako při výpočtu OTV pro Líšeň. Tedy ohřívák vody bude navrhnout nejdříve pro ohřev vody v letních měsících, kdy je v horkovodu požadován větší průtok vody. Posléze bude určen ohřev pro zimní provoz tohoto ohříváku vody na základě již známé geometrie výměníku.

V mém technickém řešení pro tento ohřívák vody navrhuji opět použít parní ohřívák vody bez dochlazovače kondenzátu již z výše uvedených důvodů. Opět se bude také z prostorových důvodů jednat o ohřívák s přímými trubkami.

Pozn.: V této části práce budu vypisovat pouze parametry, které jsou odlišné od OTV Líšeň. Geometrie trubek i jejich materiál byly volen stejně na základě výpočtu OTV Líšeň.

Požadované parametry vody pro horkovodní síť ukazuje následující tabulka. Opět byl tento výměník dimenzován tak, aby mohl předat požadovaný tepelný výkon alespoň v letních měsících.

HKV - Vstup do výměňkové stanice					
Parametr			Léto	Zima	Jednotka
Teplota	t	norm.	68	68	[°C]
Tlak	p	norm.	8,00	7,00	[bar(g)]
Průtok	Q _m	norm.	708	285	[t/h]

HKV - Výstup z výměňkové stanice					
Parametr			Léto	Zima	Jednotka
Teplota	t	norm.	80	110	[°C]
Tlak	p	norm.	15,00	9,00	[bar(g)]
Průtok	Q _m	norm.	708	285	[t/h]

Tab. č. 7.1: Požadované parametry pro horkovodní síť Bělohorská, zdroj: [10]

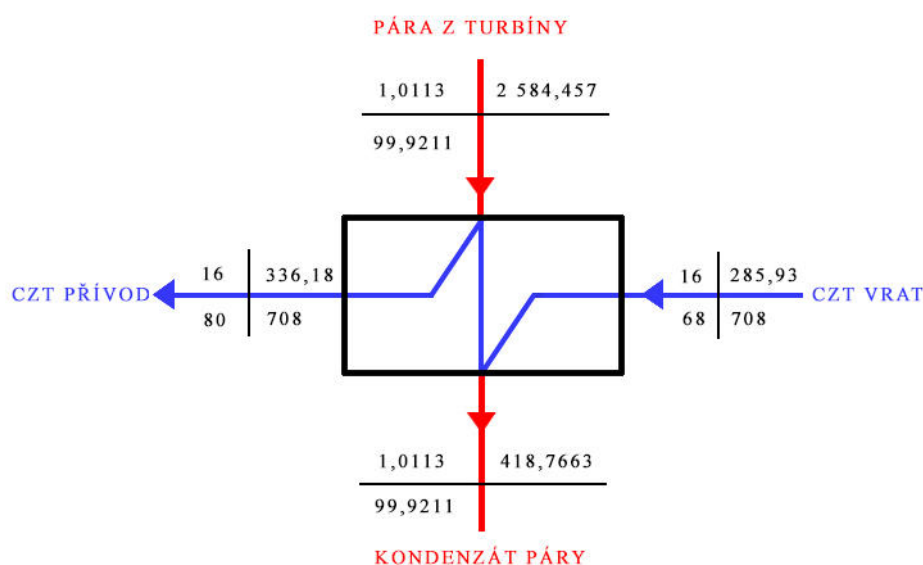
7.1 Návrh pro letní provoz

Opět je rozumné si pro letní provoz zvolit rozumný teplotní spád pro maximální využití páry pro ohřev vody. Požadovaná výstupní teplota vody pro letní období je 80°C. Proto opět volím teplotu výstupní vody 80°C, která je požadována pro horkovodní síť centrálního zásobování.

V zimním provozu z důvodu poklesu průtočného množství vody bude dohřátí vyšší. Zbylý teplotní spád na požadovanou hodnotu 110°C bude dohřát v parním ohříváči za RO.

Pozn.: Veškeré popisky bilančních schémat dodržují značení jako v případě OTV pro Líšeň.

Navrhované parametry a teplotní spády vody a páry na navrhovaný ohřívák vody:



Obr. č. 7.1: Volba teplotních a entalpických spádů-Bělohorská, letní provoz

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Pozn.: Výpočet OTV pro ulici Bělohorská při provozování v letních měsících je téměř identický s výpočtem OTV pro městskou část Brno-Líšeň.

Neznámou v tomto bilančním výpočtu je množství páry, které potřebujeme pro ohřev vody z teploty 68°C na požadovanou teplotu 80°C, resp. na přenesený požadovaný tepelný výkon. Z teplotního spádu si mohou vypočítat požadovaný výkon výměníku a z tohoto výkonu na základě znalosti měrného výparného tepla a suchosti vstupující páry vody určí požadovaný průtok páry do parního ohříváku.

$$Q_I = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t = \dot{m} \cdot \Delta i = \frac{708 \cdot 1\,000}{3\,600} \cdot (336,1844 - 285,9323) \quad (1.249)$$

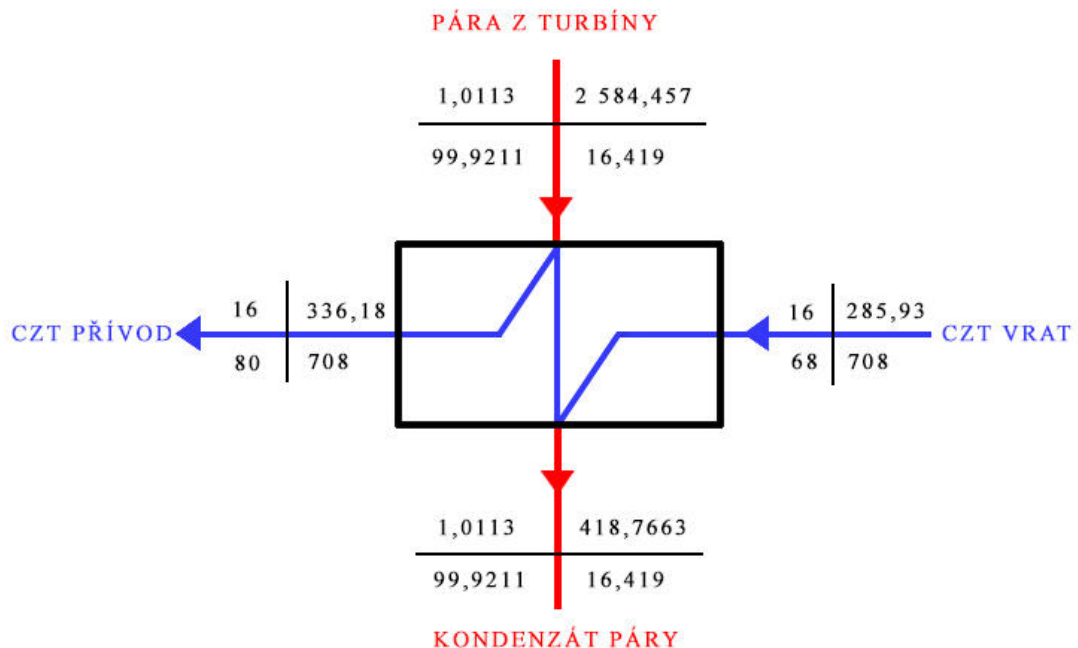
$$= 9\,882,897 \text{ kW} = 9,8829 \text{ MW}$$

Pro hodnotu měrného výparného tepla vody $l_v = 2\,257,8412 \text{ kJ/kg}$, je požadované min. množství páry:

$$m_p = \frac{Q_I}{l_v \cdot x_p} = \frac{9\,882,897}{2\,257,8412 \cdot 0,95967} = 4,561 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 16,4197 \frac{\text{t}}{\text{h}} \quad (1.250)$$

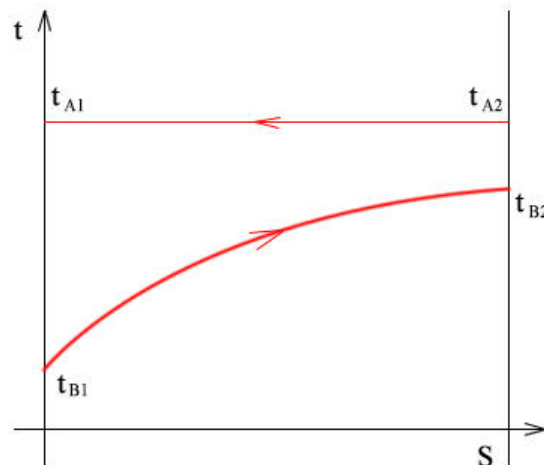
Pozn.: Protože pára na výstupu z turbíny není 100% sytá, ale částečně mokrá, musel jsem toto množství páry navýšit z toho důvodu, že při kondenzaci páry na vodu dochází k uvolňování menšího množství měrného výparného tepla úměrného suchosti páry.

Potom je tedy výsledné bilanční schéma následující:



Obr. č. 7.2: Výsledné bilanční schéma pro parní ohříváč Líšeň, letní provoz

Tento parní ohřívák topné vody opět volím jako protiproudý. Znázornění teplotního spádu na výměníku zobrazuje následující obrázek.



Obr. č. 7.3: Grafické znázornění středního logaritmického teplotního spádu, zdroj: [18]

Nejdříve si vypočítám střední logaritmický teplotní spád na výměník.

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{A1} - t_{B2}) - (t_{A2} - t_{B1})}{\ln\left(\frac{t_{A1} - t_{B2}}{t_{A2} - t_{B1}}\right)} = \frac{(99,9211 - 80) - (99,9211 - 68)}{\ln\left(\frac{99,9211 - 80}{99,9211 - 68}\right)} = 25,45136^{\circ}\text{C} \quad (1.251)$$

Potom množství předaného tepla se vypočítá ze vztahu:

$$Q_I = k \cdot L \cdot \Delta t_{ln} \quad (1.252)$$

Teplota páry vstupující do parního ohříváku (kde kondenzuje) je $99,9211^{\circ}\text{C}$. Pro tuto teplotu si určím fyzikální vlastnosti výsledného kondenzátu.

Pozn.: Hodnoty jsou určovány z nastavy X-Steam, pokud není uvedeno jinak.

Měřítka tloušťky kondenzátního filmu:

$$\sqrt{\frac{\nu^2}{g}} = \sqrt{\frac{(2,86379 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}} = 2,02957 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (1.253)$$

Do výpočtů dále potřebuji znát střední teplotu stěny. V této fázi se jednalo o iterační výpočet, kdy byla teplota nejdříve odhadnuta a později po výpočtu požadované délky trubky a výpočtu součinitelů přestupu tepla na straně páry i vody byla tato hodnota zpřesněna a výpočet proveden znovu. Nadále zde budu v práci uvádět vždy poslední krok iterace. Na konci výpočtu tohoto parního ohříváku bude znázorněn postup výpočtu této teploty.

Střední teplota stěny:

$$t_{st} = 83,035^{\circ}\text{C}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Teplotní rozdíl je tedy potom:

$$\Delta t = t_k - t_{st} = 99,9211 - 83,035 = 16,886^\circ\text{C} \quad (1.254)$$

Kritérium Z:

$$Z = \sqrt[3]{\frac{g}{\nu^2}} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta t \cdot H}{l_k \cdot \mu} = \sqrt[3]{\frac{9,81}{(2,86379 \cdot 10^{-7})^2}} \cdot \frac{0,677962 \cdot 16,886 \cdot 0,6}{2\,257\,841,271 \cdot 0,000274366} \quad (1.255)$$

$$= 546,3316$$

Maximální rozteč je v praxi uváděna jako $H_{\max}=5d$.

$$H = 5 \cdot d_1 = 5 \cdot 0,12 = 0,6 \text{ m} \quad (1.256)$$

Součinitel přestupu tepla si mohu určit opět z grafické závislosti nebo přesným výpočtem. Do dalších kroků mé diplomové práce volím přesnější způsob, a to výpočtem.

$$H \cdot \Delta t = 0,6 \cdot 16,886 = 10,1316 \quad (1.257)$$

Z grafického průběhu závislosti součinitele přestupu tepla páry při kondenzaci na vertikálních trubkách na rozdíl teplot a vzdálenosti přepážek si mohu po proložení polynomem určit matematickou závislost, díky níž si mohu vypočítat první nástřel tohoto součinitele.

$$\alpha_{graf} = 13\,149 \cdot (10,1316)^{-0,222} = 7\,863,79 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (1.258)$$

Reynoldsovo číslo filmu:

$$Re_f = 0,941 \cdot Z^{0,781} = 0,941 \cdot 546,3316^{0,781} = 129,2834 \quad (1.259)$$

Jelikož je toto Reynoldsovo číslo menší než kritické Reynoldsovo číslo, které je pro kondenzátní film 400, jedná se o laminární proudění v kondenzátním filmu.

Fyzikální vlastnosti kondenzátu při střední teplotě stěny:

Tepelná vodivost:

$$\begin{aligned} \lambda_{st} &= 0,571 + 0,00166 \cdot t_{st} - 0,0000059 \cdot t_{st}^2 \\ &= 0,571 + 0,00166 \cdot 83,035 - 0,0000059 \cdot 83,035^2 \\ &= 0,66815 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \end{aligned} \quad (1.260)$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{st} = 178 \cdot t_{st}^{-1} = 178 \cdot 83,035^{-1} = 2,1436 \quad (1.261)$$

Dynamická viskozita:

$$\mu_{st} = 0,027415 \cdot t_{st}^{-1} = 0,027415 \cdot 83,035^{-1} = 0,0003301 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (1.262)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Provedu korekci na závislost fyzikálních vlastností kondenzátu na teplotě, která vyjadřuje směr tepelného toku.

$$\varepsilon_T = \left[\left(\frac{\lambda_{st}}{\lambda_v} \right)^3 \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_{st}} \right) \right]^{0,125} = \left[\left(\frac{0,66815}{0,67796} \right)^3 \cdot \left(\frac{0,00027436}{0,0003301} \right) \right]^{0,125} = 0,9718 \quad (1.263)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_f = 0,941 \cdot Z^{-0,2187} \cdot \varepsilon_T = 0,941 \cdot 546,3315^{-0,2187} \cdot 0,9718 = 0,2304 \quad (1.264)$$

Součinitel přestupu tepla pro kondenzující páru je tedy:

$$\alpha_{par} = \frac{Nu_f \cdot \lambda_v}{\sqrt[3]{\frac{v_v^2}{g}}} = \frac{0,2304 \cdot 0,677962}{\sqrt[3]{\frac{(2,86379 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}}} = 7\,696,402 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (1.265)$$

Střední tloušťka kondenzátního filmu:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \mu_v^2 \cdot Re_f}{g \cdot \rho_v^2}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0,00027436^2 \cdot 129,2834}{9,81 \cdot 958,055^2}} = 0,000148 \text{ m} \quad (1.266)$$

$= 0,148 \text{ mm}$

Součinitel tepelné vodivosti kondenzátního filmu:

$$\lambda_f = \delta \cdot \alpha_{par} = 0,000148 \cdot 7\,696,402 = 1,1391 \frac{W}{m \cdot K} \quad (1.267)$$

Střední rychlost proudění kondenzátního filmu:

$$w_{st} = \frac{1}{3} \cdot g \cdot \delta^2 \cdot \frac{\rho_v}{\mu_v} = \frac{1}{3} \cdot 9,81 \cdot 0,000148^2 \cdot \frac{958,055}{0,00027436} = 0,25014 \frac{m}{s} \quad (1.268)$$

Dle katalogového listu (viz. příloha č. 2) volím nerezovou ocel s následujícími parametry:

materiál trubek	X6CrNiTi18-10	[-]
číselné označení	1.4541	[-]
mez kluzu do 100°C	176 ⁵	[MPa]
součinitel bezpečnosti	1,5	[-]

Tab. č. 7.2: Materiálové vlastnosti nerezové oceli, zdroj: příloha č. 2

Tloušťku trubky ještě zkontroluji z pevnostního hlediska, kdy si vypočítám min. tloušťku trubky pro daný tlak v potrubí a skutečnou tloušťku zvětším.

⁵ Mez kluzu volena do max. provozní teploty vody 100°C, z toho důvodu, že max. teplota páry je 99,9211°C.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Min. tloušťka potrubí:

$$t_{min} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \frac{Rp_{0,2}}{k} + p} = \frac{1,6 \cdot 14}{2 \cdot \frac{176}{1,5} + 1,6} = 0,0948 \text{ mm} \quad (1.269)$$

Tudíž tloušťku trubky volím opět 1 mm.

Jelikož tento parní ohřívák bude v provozu v létě i v zimě, kdy je průtok téměř třetinový, musím zohlednit obě hodnoty průtoku a volit počet trubek tak, aby se rychlost vody pohybovala rozumně v rozsahu 1,0 – 3,0 m/s.

Pro letní provoz, kdy je požadovaný průtok vody větší, jsem zvolil návrhovou rychlost $w=2,5$ m/s.

Požadovaný průtok vody v horkovodu je 196,66667 kg/s. Abych si mohl vypočítat požadovaný celkový průřez potrubí, musím si tento hmotnostní průtok převést na objemový průtok, ke kterému budu potřebovat hustotu vody.

$$t_{stř} = \frac{(t_{in} + t_{out})}{2} = \frac{68 + 80}{2} = 74^\circ C \quad (1.270)$$

Hustota vody tedy je (příloha 1):

$$\begin{aligned} \rho &= 1006 - 0,26 \cdot t_{stř} - 0,0022 \cdot t_{stř}^2 = 1006 - 0,26 \cdot 74 - 0,0022 \cdot 74^2 \\ &= 974,7128 \frac{kg}{m^3} \end{aligned} \quad (1.271)$$

Objemový průtok vody:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{196,66667}{974,7128} = 0,20177 \frac{m^3}{s} \quad (1.272)$$

Potřebný průřez všech trubek pro přenos požadovaného množství vody je:

$$S = \frac{\dot{V}}{w} = \frac{0,20177}{2,5} = 0,08071 \text{ m}^2 \quad (1.273)$$

Z geometrie potrubí si určím průřez pouze 1 trubky:

$$S_1 = \pi \cdot \frac{d^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,012^2}{4} = 0,000113097 \text{ m}^2 \quad (1.274)$$

Počet potřebných trubek pro parní ohříváč vody:

$$n = \frac{S}{S_1} = \frac{0,08071}{0,000113097} = 713,6112 \quad (1.275)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Zaokrouhlím tedy tuto hodnotu na celé číslo:

$$n_{tr}=714$$

Zaokrouhlením počtu trubek se trochu pozmění skutečná rychlost, kterou musím nadále zkontrolovat:

$$S_{skut} = n_{tr} \cdot S_1 = 714 \cdot 0,000113097 = 0,08075 \text{ m}^2 \quad (1.276)$$

$$w_{skut} = \frac{\dot{V}}{S_{skut}} = \frac{0,201769}{0,08075} = 2,4986 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.277)$$

Tato rychlost se od navrhované rychlosti mění minimálně, tudíž počet trubek 714 vyhovuje technickému řešení.

Fyzikální vlastnosti vody pro střední teplotu proudu $t_s=74^\circ\text{C}$:

$$\mu=f(p;t)=0,00038313 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,00038313}{974,7128} = 3,93 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (1.278)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody:

Ekvivalentní průměr:

$$d_{ekv} = \frac{4 \cdot S}{O} = \frac{4 \cdot 1,131 \cdot 10^{-4}}{0,0377} = 0,012 \text{ m} = d_1 \quad (1.279)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w \cdot d_1}{\nu} = \frac{2,4986 \cdot 0,012}{3,93 \cdot 10^{-7}} = 76\,281,471 \quad (1.280)$$

Jedná se tedy o turbulentní proudění vody v potrubí, jelikož $Re > Re_{krit}=2\,300$ v uzavřeném potrubí.

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re) - 1,64)^2 \cdot 8} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(76\,281,471) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (1.281)$$

$$= 0,002381$$

Prandtlovo číslo vody pro střední teplotu proudu:

$$Pr = 178 \cdot t_s^{-1} = 178 \cdot 74^{-1} = 2,4054054 \quad (1.282)$$

Prandtlovo číslo vody pro teplotu stěny:

$$Pr_{st} = 178 \cdot t_{st}^{-1} = 178 \cdot 83,035^{-1} = 2,1436 \quad (1.283)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Nusseltovo číslo proudu:

$$\begin{aligned}
 Nu_0 &= \frac{A \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \\
 &= \frac{0,0023788 \cdot (76\,281,471 - 1000) \cdot 2,4054054}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,002381} \cdot \left(2,4054054^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 288,7949
 \end{aligned} \tag{1.284}$$

Vliv počátečního úseku respektuje následující součinitel:

$$\varepsilon_l = 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{\frac{2}{3}} = 1 + \left(\frac{0,012}{5}\right)^{\frac{2}{3}} = 1,0179 \tag{1.285}$$

Vliv rozdílných teplot proudu vody a teploty tohoto proudu u stěny kompenzuje součinitel:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr}{Pr_{st}}\right)^{0,11} = \left(\frac{2,4054054}{2,1436}\right)^{0,11} = 1,01275 \tag{1.286}$$

Výsledné Nusseltovo číslo po korekci je:

$$Nu = Nu_0 \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_t = 288,7949 \cdot 1,0179 \cdot 1,01275 = 297,7206 \tag{1.287}$$

Součinitel tepelné vodivosti vody:

$$\begin{aligned}
 \lambda &= 0,571 + 0,00166 \cdot t_s - 0,0000059 \cdot t_s^2 \\
 &= 0,571 + 0,00166 \cdot 74 - 0,0000059 \cdot 74^2 = 0,6615316 \frac{W}{m \cdot K}
 \end{aligned} \tag{1.288}$$

Výsledný součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_1} = \frac{297,72 \cdot 0,6615316}{0,012} = 16\,412,633 \frac{W}{m^2 \cdot K} \tag{1.289}$$

Součinitel prostupu tepla pro válcovou plochu vztažený na délku trubky:

$$\begin{aligned}
 k &= \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{d_2} \cdot \frac{\delta}{\lambda_f} + \frac{1}{\alpha_{par} \cdot d_2}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{16\,412,633 \cdot 0,012} + \frac{1}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,014}{0,012}\right) + \frac{1}{0,012} \cdot \frac{0,000148}{1,1391} + \frac{1}{7\,696,4019 \cdot 0,014}} \\
 &= 109,1691 \frac{W}{m \cdot K}
 \end{aligned} \tag{1.290}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Celková potřebná délka trubky potřebná pro přenos požadovaného výkonu:

$$L = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{9\,882\,897}{109,1691 \cdot 25,45136} = 3\,556,914 \text{ m} \quad (1.291)$$

Jelikož je to délka vztažená na 1 trubku, podělením počtem trubek získám nutnou výšku trubek v parním ohříváku vody.

$$l = \frac{L}{n_{tr}} = \frac{3\,556,914}{714} = 4,982 \text{ m} \cong 5 \text{ m} \quad (1.292)$$

Těplosměnná plocha trubek v parním ohříváku vody:

$$S = \pi \cdot d_2 \cdot L = \pi \cdot 0,014 \cdot 3\,556,914 = 156,4412 \text{ m}^2 \quad (1.293)$$

Při výpočtu střední teploty stěny jsem vycházel ze součinitele prostupu tepla mezi vodou a povrchem stěny následovně:

$$k_{II} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}} = \frac{\pi}{\frac{1}{16\,412,633 \cdot 0,012} + \frac{1}{2 \cdot 15 \cdot \ln\left(\frac{0,014}{0,012}\right)}} \quad (1.294)$$

$$= 307,52456 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$\Delta t = \frac{Q}{L \cdot k_{II}} = \frac{9\,882\,897}{3\,556,914 \cdot 307,52456} = 9,035 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.295)$$

Střední teplota stěny je následující:

$$t_{st} = \frac{(t_{in} + t_{out})}{2} + \Delta t = \frac{74 + 9,035}{2} = 83,035 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.296)$$

Následuje výpočet výstupní teploty v případě zimního provozu za předpokladu, že počet trubek i jejich geometrie zůstane stejná.

7.2 Návrh pro zimní provoz

Cílem výpočtu pro zimní provoz je určení tepelného výkonu, který bude parou předán vodě v horkovodu při ohřevu v parním ohříváku vody, který byl navrhnut pro letní provoz. Ze stejné geometrie výměníku a počtu trubek v něm si určím z předaného výkonu teplotní spád na vodě a zjistím tedy konečnou teplotu vody vycházející z ohříváku.

Z počátku výpočtu jsem opět volil nedohřev na výměníku 10°C, ze kterého jsem dopočítal požadovaný výkon na ohřev vody a dále z tohoto výkonu jsem dopočítal střední logaritmický teplotní spád na parní ohřívák vody a nadále iteroval výpočty tak, až vyšla koncová teplota vody odpovídající výkonu přijímaného vodou a odebíraného páře.

Pozn.: Dále budou zobrazeny pouze konečné výsledky několika iterací.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Po iteračním výpočtu je koncová teplota vody:

$$t_{out}=88,47911^{\circ}\text{C.}$$

$$i_{out}=f(t;p)=371,2968 \text{ kJ/kg}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{A1} - t_{B2}) - (t_{A2} - t_{B1})}{\ln\left(\frac{(t_{A1} - t_{B2})}{(t_{A2} - t_{B1})}\right)} = \frac{(99,9211 - 88,47911) - (99,9211 - 68)}{\ln\left(\frac{(99,9211 - 88,47911)}{(99,9211 - 68)}\right)} \quad (1.297)$$

$$= 19,9605^{\circ}\text{C}$$

Průtok topné vody v zimních měsících:

$$\dot{m} = \frac{285 \cdot 1000}{3600} = 79,16667 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.298)$$

Výkon potřebný k ohřátí vody o teplotní rozdíl:

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta i = 79,16667 \cdot (371,2968 - 285,439) = 6\,797,068 \text{ kW} \quad (1.299)$$

Fyzikální vlastnosti vody při teplotě sytosti jsou stejné jako při výpočtech v letním provozu, jelikož teplota sytosti vstupující páry se při návrhovém stavu nemění.

Počet trubek v parním ohříváku je stejný jako při výpočtu v letním provozu, tedy:

$$n_{trub}=714$$

Skutečný průřez všech trubek je stejný, jelikož se jedná o stejný počet trubek i jejich geometrii.

$$S_{skut}=0,08075 \text{ m}^2$$

Co se bude lišit, je střední teplota vody, pro kterou počítám fyzikální parametry.

$$t_{střed} = \frac{(t_{in} + t_{out})}{2} = \frac{(68 + 88,47911)}{2} = 78,2396^{\circ}\text{C} \quad (1.300)$$

Hustota vody pro střední teplotu proudu (příloha č. 1):

$$\rho = 1006 - 0,26 \cdot t_{střed} - 0,0022 \cdot t_{střed}^2$$

$$= 1006 - 0,26 \cdot 78,2396 - 0,0022 \cdot 78,2396^2 = 972,1905 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (1.301)$$

Objemový průtok vody:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{79,16667}{972,19} = 0,0814 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (1.302)$$

Skutečná rychlost proudu vody v trubkách:

$$w_{skut} = \frac{\dot{V}}{S_{skut}} = \frac{0,0814}{0,08075} = 1,0084 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.303)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Tato rychlost odpovídá doporučeným hodnotám proudění vody v dálkových vodovodních teplovodech, které jsou v rozmezí 1-3 m/s.

Výpočet součinitelů přestupu tepla:

Měřítka tloušťky kondenzátního filmu:

$$\sqrt{\frac{v^2}{g}} = \sqrt{\frac{(2,8638 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}} = 2,02957 \cdot 10^{-5} \text{ m} \quad (1.304)$$

Střední teplota stěny:

$$t_{stěny} = 87,7868^\circ\text{C}$$

Potom tedy teplotní rozdíl mezi teplotou vstupující páry a střední teplotou stěny je:

$$\Delta t = (t_p - t_{stěny}) = (99,9211 - 87,7868) = 12,134^\circ\text{C} \quad (1.305)$$

Kritérium Z:

$$Z = \sqrt[3]{\frac{g}{v^2}} \cdot \frac{\lambda \cdot \Delta t \cdot H}{l_k \cdot \mu} = \sqrt[3]{\frac{9,81}{(2,8638 \cdot 10^{-7})^2}} \cdot \frac{0,677796 \cdot 12,134 \cdot 0,6}{2\,257\,841,271 \cdot 0,000274366} \quad (1.306)$$

$$= 392,5934$$

Reynoldsovo číslo filmu:

$$Re_f = 0,941 \cdot Z^{0,781} = 0,941 \cdot 392,5934^{0,781} = 99,8755 \quad (1.307)$$

Jedná se tedy o laminární proudění kondenzátního filmu.

Fyzikální vlastnosti kondenzátu při střední teplotě stěny $t_{stěny} = 87,7868^\circ\text{C}$:

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{st} = 178 \cdot t_{stěny}^{-1} = 178 \cdot 87,7868^{-1} = 2,0276 \quad (1.308)$$

Tepelná vodivost:

$$\lambda = 0,571 + 0,00166 \cdot t_{stěny} - 0,0000059 \cdot t_{stěny}^2$$

$$= 0,571 + 0,00166 \cdot 87,7868 - 0,0000059 \cdot 87,7868^2 \quad (1.309)$$

$$= 0,67125 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Dynamická viskozita:

$$\mu = 0,027415 \cdot t_{stěny}^{-1} = 0,027415 \cdot 87,7868^{-1} = 0,00031229 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (1.310)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Provedu korekci na závislost fyzikálních vlastností kondenzátu na teplotě, která vyjadřuje směr tepelného toku.

$$\varepsilon_T = \left[\left(\frac{\lambda_{st}}{\lambda_v} \right)^3 \cdot \left(\frac{\mu_v}{\mu_{st}} \right) \right]^{0,125} = \left[\left(\frac{0,67125}{0,67796} \right)^3 \cdot \left(\frac{0,00027436}{0,00031229} \right) \right]^{0,125} = 0,9802 \quad (1.311)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_f = 0,941 \cdot Z^{-0,2187} \cdot \varepsilon_T = 0,941 \cdot 392,5934^{-0,2187} \cdot 0,98 = 0,24983 \quad (1.312)$$

Součinitel přestupu tepla pro kondenzující páru je tedy:

$$\alpha_{par} = \frac{Nu_f \cdot \lambda_v}{\sqrt[3]{\frac{v_v^2}{g}}} = \frac{0,24983 \cdot 0,67796}{\sqrt[3]{\frac{(2,86379 \cdot 10^{-7})^2}{9,81}}} = 8\,345,429 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (1.313)$$

Střední tloušťka kondenzátního filmu:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \mu_v^2 \cdot Re_f}{g \cdot \rho_v^2}} = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 0,00027436^2 \cdot 99,8755}{9,81 \cdot 958,055^2}} = 0,00013581 \text{ m} \quad (1.314)$$

$$= 0,13581 \text{ mm}$$

Součinitel tepelné vodivosti kondenzátního filmu:

$$\lambda_f = \delta \cdot \alpha_{par} = 0,00013581 \cdot 8\,345,429 = 1,13339 \frac{W}{m \cdot K} \quad (1.315)$$

Střední rychlost proudění kondenzátního filmu:

$$w_{st} = \frac{1}{3} \cdot g \cdot \delta^2 \cdot \frac{\rho_v}{\mu_v} = \frac{1}{3} \cdot 9,81 \cdot 0,00013581^2 \cdot \frac{958,055}{0,00027436} = 0,2106 \frac{m}{s} \quad (1.316)$$

Kontrola min. tloušťky potrubí:

$$t_{min} = \frac{p \cdot d_2}{2 \cdot \frac{Rp_{0,2}}{k} + p} = \frac{1 \cdot 15}{2 \cdot \frac{176}{1,5} + 1} = 0,0594 \text{ mm} \quad (1.317)$$

Tato tloušťka je menší, než mnou zvolená 1mm, tudíž pevnostně potrubí vyhovuje. Jelikož je tlak uvnitř trubek v zimním režimu menší, z hlediska pevnostní dimenze toto potrubí tlak vydrží.

Pozn.: Fyzikální vlastnosti nerezové oceli jsou shodné s uvedenými při výpočtu pro letní provoz.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vody:

Fyzikální vlastnosti vody pro střední teplotu:

$$\mu=f(p;t)=0,0003625 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{0,0003625}{972,19} = 3,729 \cdot 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad (1.318)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w \cdot d_1}{\nu} = \frac{1,0084 \cdot 0,012}{3,729 \cdot 10^{-7}} = 32\,450,622 \quad (1.319)$$

Jedná se tedy o turbulentní proudění vody v potrubí, jelikož $Re > Re_{\text{krit}}=2\,300$ v uzavřeném potrubí.

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re) - 1,64)^2 \cdot 8} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(32\,450,622) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (1.320)$$

$$= 0,002895$$

Prandtlovo číslo vody pro střední teplotu proudu:

$$Pr = 178 \cdot t_{stř}^{-1} = 178 \cdot 78,239^{-1} = 2,275 \quad (1.321)$$

Prandtlovo číslo vody pro teplotu stěny:

$$Pr_{st} = 178 \cdot t_{st}^{-1} = 178 \cdot 87,7868^{-1} = 2,02764 \quad (1.322)$$

Nusseltovo číslo proudu:

$$Nu_0 = \frac{A \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = \frac{0,002895 \cdot (32\,450,622 - 1000) \cdot 2,275}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,002895} \cdot \left(2,275^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (1.323)$$

$$= 138,236$$

Vliv počátečního úseku respektuje následující součinitel:

$$\varepsilon_l = 1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{\frac{2}{3}} = 1 + \left(\frac{0,012}{5}\right)^{\frac{2}{3}} = 1,0179 \quad (1.324)$$

Vliv rozdílných teplot proudu vody a teploty tohoto proudu u stěny kompenzuje součinitel:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr}{Pr_{st}}\right)^{0,11} = \left(\frac{2,275}{2,02764}\right)^{0,11} = 1,01275 \quad (1.325)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Výsledné Nusseltovo číslo po korekci je:

$$Nu = Nu_0 \cdot \varepsilon_l \cdot \varepsilon_t = 138,236 \cdot 1,0179 \cdot 1,01275 = 142,5 \quad (1.326)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_v = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{142,5 \cdot 0,66476}{0,012} = 7\,894,455 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (1.327)$$

Součinitel prostupu tepla pro válcovou plochu vztažený na délku trubky:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) + \frac{1}{d_2} \cdot \frac{\delta}{\lambda_f} + \frac{1}{\alpha_{par} \cdot d_2}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{7\,894,455 \cdot 0,012} + \frac{1}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,014}{0,012}\right) + \frac{1}{0,012} \cdot \frac{0,00013581}{1,1339} + \frac{1}{8\,345,429 \cdot 0,014}}$$

$$= 95,74436 \frac{W}{m \cdot K} \quad (1.328)$$

Délka trubek je následující:

$$L = 3\,556,914 \text{ m} \cdot \quad (1.329)$$

Pozn.: Tato délka vychází z výpočtu ohříváku při letním provozování.

Následně mohou dopočítat teplo předané vodě parou v parním ohříváku vody:

$$Q = k \cdot L \cdot \Delta t_{ln} = 95,74436 \cdot 3\,556,914 \cdot 19,96 = 6\,797\,669 \text{ W} = 6,797 \text{ MW} \quad (1.330)$$

Rozdíl entalpií vody na vstupu a výstupu z ohříváku topné vody (dále jen OTV):

$$\Delta i = i_{out} - i_{in} = \frac{Q}{\dot{m}} = \frac{6\,797\,669}{79,16667} = 85\,865,3 \frac{J}{kg} = 85,865 \frac{kJ}{kg} \quad (1.331)$$

Potom tedy entalpie vody na výstupu je:

$$i_{out} = \Delta i + i_{in} = 85,865 + 285,439 = 371,304 \frac{kJ}{kg} \quad (1.332)$$

Při iteračním výpočtu bylo nutné zajistit rovnost tohoto předaného tepla ohřívákem topné vody (dále jen OTV) a teplem, které je potřeba pro ohřátí vody mezi teplotou na vstupu a výstupu.

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta i = 79,16667 \cdot (371,304 - 285,439) = 6\,797,6 \text{ MW} \quad (1.333)$$

Teplotu na výstupu z OTV si určím dle X-Steamu v závislosti na tlaku a entalpii:

$$t_{out}=f(p;i)=88,479 \text{ °C}$$

Ještě zde uvádím iterační výpočet střední teploty stěny, který následoval pro zpřesnění výpočtu a vstupující hodnoty střední teploty stěny trubek do výpočtů.

Součinitel prostupu tepla pro válcovou plochu:

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_v \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)} = \frac{\pi}{\frac{1}{7894,455 \cdot 0,012} + \frac{1}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,014}{0,012}\right)} \quad (1.334)$$

$$= 200,174 \frac{W}{m \cdot K}$$

Rozdíl teplot:

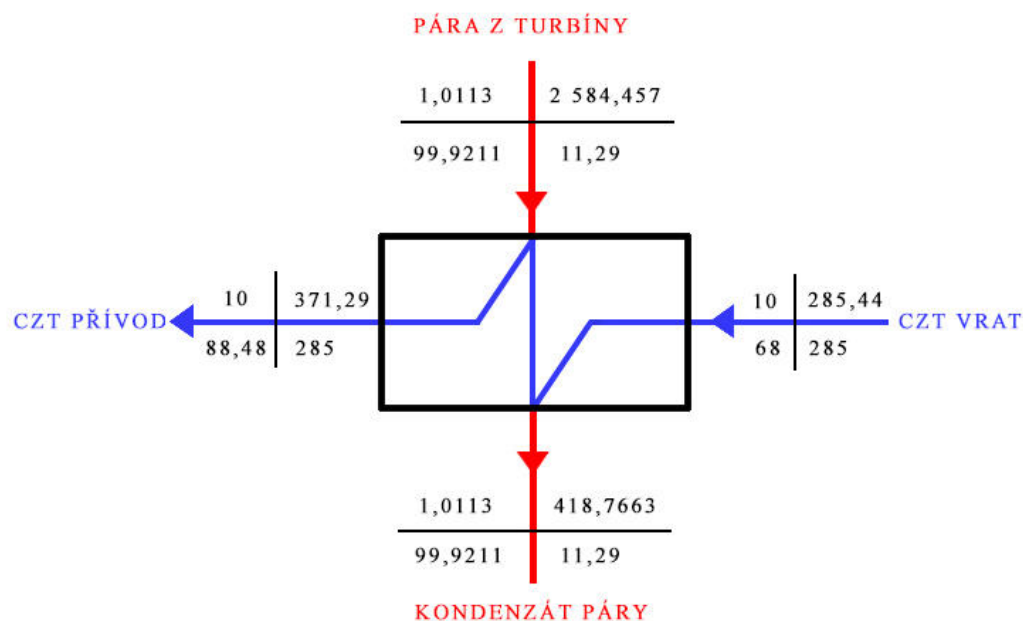
$$\Delta t = \frac{Q}{k \cdot L} = \frac{6\,797\,669}{200,174 \cdot 3\,556,914} = 9,547 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.335)$$

$$t_{stěny} = \frac{(t_{in} + t_{out})}{2} + \Delta t = \frac{(68 + 88,479)}{2} + 9,547 = 87,7868 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.336)$$

Ještě si mohu také určit množství potřebné páry pro horkovod zásobující Bělohorskou ul. v zimních měsících:

$$\dot{m}_p = \frac{Q}{l_k \cdot x_p} = \frac{6\,797,669}{2\,257,8412 \cdot 0,95968} = 3,137 \frac{kg}{s} = 11,293 \frac{t}{h} \quad (1.337)$$

Výsledné bilanční schéma pro zimní provoz OTV Bělohorská vypadá následovně:



Obr. č. 7.4: Bilanční schéma OTV Bělohorská pro zimní provoz, zdroj: vlastní zpracování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Po výpočtech obou OTV v letním i zimním provozu jsem zjistil množství páry nutné k ohřevu vody na požadované parametry. Z těchto hodnot mohu tedy určit potřebné množství páry z turbíny v letních a zimních měsících jako součet potřebného množství páry obou výměníků.

Potřeba páry v létě:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p_l\acute{e}to} &= \dot{m}_{p_l\acute{e}to_L\acute{i}\acute{s}e\acute{n} + \dot{m}_{p_l\acute{e}to_B\acute{e}lohorsk\acute{a}} = 9,1445 + 4,561 = 13,7055 \frac{kg}{s} \\ &= 49,34 \frac{t}{h} \end{aligned} \quad (1.338)$$

Potřeba páry v zimě:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p_zima} &= \dot{m}_{p_zima_L\acute{i}\acute{s}e\acute{n} + \dot{m}_{p_zima_B\acute{e}lohorsk\acute{a}} = 6,2805 + 3,1369 = 9,4174 \frac{kg}{s} \\ &= 33,9 \frac{t}{h} \end{aligned} \quad (1.339)$$

Vyhodnocení parametrů obou OTV:

OTV	Líšeň, Vinohrady		Bělohorská	
	Léto	Zima	Léto	Zima
Roční období:	Léto	Zima	Léto	Zima
Výstupní tlak [MPa]:	2,3 (abs)	1,9 (abs)	1,6 (abs)	1 (abs)
Průtok vody [kg/s]:	394,4444	158,3333	196,6667	79,16667
Vstupní teplota [°C]:	68	68	68	68
Výstupní teplota [°C]:	80	88,51	80	88,479
Teplota vstupující páry [°C]:	99,9211			
Tlap vstupující páry [MPa]:	0,10113			
Požadovaný výkon [MW]:	19,81445	13,609	9,8829	6,797
Potřebné množství páry [kg/s]:	9,1445	6,2805	4,561	3,1369
Počet nerezových trubek [ks]:	1 426		714	
Teplosměnná plocha [m ²]:	313,5104		156,4412	
Koef. prostupu tepla ⁶ [W/m·K]	109,2186	95,7685	109,1691	95,7443
Koef. rostupu tepla ⁷ [W/m ² ·K]	2 483,2412	2 177,144	2 482,116	2 176,691
Rychlost proudění vody [m/s]:	2,509	1,0098	2,498	1,0085
Vertikální délka trubek [m]:	4,998		4,982	
Rozteč přepážek v OTV [m]:	0,6		0,6	
Materiál trubek	X6CrNiTi18-10 (1.4541)		X6CrNiTi18-10 (1.4541)	
Geometrie trubek:				
Vnitřní průměr d ₁ [m]:	0,012		0,012	
Tloušťka trubky [m]:	0,001		0,001	
Vnější průměr d ₂ [m]:	0,014		0,014	

Tab. č. 7.3: Vyhodnocení parametrů OTV Líšeň a Bělohorská, zdroj: vlastní zpracování

Dalším krokem je technicko-ekonomická analýza úprav zapojení. Nejdříve si v technické části určím schéma zapojení pro letní i zimní provoz, potřebné množství páry v jednotlivých odběrech a nárůst výroby el. energie v obou provozních režimech. Dále následuje ekonomické hodnocení porovnání obou variant a doba, kdy budou reálně tyto úpravy splaceny.

⁶ Součinitel prostupu tepla vztažený na délku trubek

⁷ Součinitel prostupu tepla vztažený na plochu trubek

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

8 Ekonomicko-technická analýza návrhu úprav

V této pasáži naznačím technické úpravy nutné pro realizaci daného návrhu projektu. Také zde bude naznačen způsob výpočtu efektivnosti těchto úprav, které se odráží především od doby návratnosti projektu., která souvisí jednak s investičními náklady spojenými s úpravami, ale také se zisky, které budou navýšeny oproti variantě, se kterou budu tyto úpravy srovnávat.

8.1 Technické úpravy stávající technologie

Úpravy se týkají především odstranění posledních dvou stupňů lopatkování stávající turbíny. Tato úprava by musela být v případě realizace projektu provedena odbornou firmou, a to dodavatelem turbíny, firmou Siemens Turbomachinery, s.r.o. Smyslem odstranění některých lopatek a zmenšením expanze je ukončit právě tuto expanzi dříve s cílem dosáhnout vyšších parametrů páry vystupující z lopatkování, a to především takové teploty, která by byla dostatečná pro ohřev topné vody na požadované parametry alespoň v letním provozu. Tímto docílíme zmenšení množství páry, které bude mařeno ve vzduchovém kondenzátoru, ale především zmenšíme množství odebírané v regulovaném odběru, tudíž zvýšíme výkon turbíny a s tím spojené množství prodané el. energie do přenosové soustavy. V případě realizace projektu by tato firma musela poskytnout detailnější studii možných úprav, případně pevnostních výpočtů částí turbíny a také změnu účinností jednotlivých částí turbíny v závislosti na množství vstupní páry a na množství odebírané páry v odběrech. Tyto parametry se při různém zatížení turbíny mohou nepatrně lišit. V této práci byly nepatrné změny zanedbány a vycházelo se z výpočtů pro návrhový stav. Dalšími nutnými zásahy by byla stavba, resp. úprava budovy výměňkové stanice, kde by byly dodatečně přidány tepelné výměníky pro ohřev topné vody pro větev Bělohorská i městskou část Brna-Líšeň a Vinohrady. Nadále by bylo nutné zajistit systém regulace a automatizace pro odběry páry, ale také pro dodávku tepla pro město Brno. Navrhnutou úpravou je také přidání sběrné parní komory, která bude umístěna na konec expanze páry v turbíně. Zde bude docházet k zrovnoměrnění parametrů páry v případě kolísání výkonu a především bude sloužit pro odvod zbytkové páry do vzduchového kondenzátoru v případě, že množství admisní páry vstupující do turbíny bude vyšší, než je množství potřebné pro vlastní spotřebu spalovny a zásobování teplem město Brno právě již zmíněnými OTV. Také by musela být zkontrolována dimenze oběhových čerpadel z důvodu nárůstu tlakové ztráty způsobené zapojením dalších výměníků do topné větve horkovodu. Další úpravou by bylo zapojení PI potrubí, které by bylo napojeno mezi navrženými OTV a tepelnými výměníky napojenými na regulovaný odběr páry v turbíně. Napojení nového potrubí by se také týkalo konce turbíny, kde by bylo nutné zapojit potrubí vedoucí páru do sběrné komory, do vzduchového kondenzátoru a dále do OTV Bělohorská a OTV Líšeň.

Další nutnou součástí dodávky by byly armatury sloužící pro regulaci, případně uzavření PI potrubí v případě demontáže nebo jiných úprav spojených s výměnou tohoto potrubí.

Ekonomická stránka této úpravy stávajícího stavu bude hodnocena ke stavu, který bude aktuální na podzim tohoto roku. Jedná se o stav, že za regulovaným odběrem páry již budou stát výměňkové stanice pro ohřev topné vody pro horkovodní větev zásobování teplem. Turbína bude v této části realizace beze změn, tudíž bude docházet k úplné expanzi páry, která bude odváděna ke kondenzaci do vzduchových jednotek umístěných na střeše turbínové haly. V letním i zimním provozu dojde tak k poklesu odebíraného množství páry vůči zmiňované variantě, která se nyní projektuje právě v regulovaném odběru páry, tudíž tato pára může ještě vyexpandovat a vyrobit tak více el. energie v el. generátoru.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Na výpočet výměňkových stanic a stanovení parametrů páry v bilančním schématu navazuje ekonomická část, která nám alespoň částečně přiblíží efektivitu úprav. Důležitým parametrem pro každý plánovaný projekt je bezesporu návratnost dané investice.

V této části se zaměřím na problematiku čisté návratnosti a především efektivnosti tohoto navrhovaného stavu oproti stavu, kdy je topná voda ohřívána pouze parou z regulovaného odběru turbíny. Zaměřím se na výpočet doby, kdy investice do nového projektu budou navráceny a kdy dojde k začátku navýšení zisků vlivem nového technologického zapojení.

Zapojení a výpočet výkonu v případě instalace výměníků za regulované odběry:

V této části zapojení není turbína nijak upravována, proto se jedná o výpočet el. energie na svorkách generátoru při celkové expanzi v turbíně. Důležité je také určit potřebné množství páry, které musí být odebráno z regulovaného odběru pro ohřev vody na požadované parametry média v horkovodní síti. Stále budu vycházet z návrhového stavu, z toho důvodu, že na tento stav bylo napočítáno lopatkování turbíny, ale také z toho důvodu, abych mohl reálně posoudit obě investice projektů za stejných podmínek.

Při výpočtu vycházím také z konstantního potřebného množství páry z regulovaného odběru pro vlastní potřebu spalovny, jakou je např. ohřev spalovacího vzduchu, prohřev zařízení atd. Tyto hodnoty byly získány po konzultaci s vedením firmy a jsou uvedeny níže pro letní i zimní provoz.

$$m_{VS_léto} = 11,56 \frac{t}{h} = \frac{11,56 \cdot 1000}{3600} = 3,2111 \frac{kg}{s} \quad (1.340)$$

$$m_{VS_zima} = 20 \frac{t}{h} = \frac{20 \cdot 1000}{3600} = 5,5556 \frac{kg}{s} \quad (1.341)$$

Nyní musím zjistit potřebné množství páry pro zimní provoz. Z důvodu mého návrhu OTV takovým způsobem, aby v letním provozu ohřívaly vodu na požadované parametry pro letní měsíce, bude množství páry v regulovaném odběru pro potřeby horkovodu nulové. Naopak v zimním provozu bude voda dohřívána z teploty na výstupu z obou OTV na požadovanou teplotu média 110°C. Musím si tedy z bilančních rovnic a rovnice zachování hmotnosti vypočítat toto potřebné množství, které bude muset být odebráno pro dohřev média v horkovodu.

Množství páry pro větev Bělohorská:

Entalpie výstupní vody z OTV Bělohorská:

$$i_{in}=371,29684kJ/kg$$

Požadovaná teplota vody na výstupu z výměníků:

$$t_{out}=110^{\circ}C$$

Entalpie vody na výstupu z výměníků:

$$i_{out}=f(p;t)=461,9867kJ/kg$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Požadované množství vody, resp. hmotnostní průtok:

$$m=285\text{t/h}=79,16667\text{kg/s}$$

Výkon potřebný pro dohřev vody:

$$\begin{aligned} P_{B\ddot{e}l} &= \dot{m} \cdot \Delta i = \dot{m} \cdot (i_{out} - i_{in}) = 79,16667 \cdot (461,9867 - 371,29684) \\ &= 7\,179,61379 \text{ kW} = 7,1796 \text{ MW} \end{aligned} \quad (1.342)$$

Jelikož se jedná v regulovaném odběru o přehřátou páru, výkon dodaný tepelným výměníkem je dán součtem energie odevzdané ochlazením páry na teplotu sytosti, odevzdáním kondenzačního tepla a dochlazením páry na teplotu podchlazeného kondenzátu. Tyto teploty a jednotlivé energie si nejdříve musím určit.

Entalpie páry v regulovaném odběru:

$$i_{1in}=f(p;t)=2\,961,3544\text{kJ/kg}$$

Teplota sytosti páry za daného tlaku:

$$t_{sat}=f(p)=186,0504^\circ\text{C}$$

Entalpie páry ve stavu sytosti:

$$i_{1out}=f(p)=2\,782,269\text{kJ/kg}$$

Entalpie vody ve stavu sytosti:

$$i_{2in}=f(p)=789,9879\text{kJ/kg}$$

Teplota dochlazení kondenzátu páry je volena dle zapojení s přihlédnutím na míchání kondenzátů za nízkoregeneračním ohřívákem:

$$t_{out}=110^\circ\text{C}$$

Entalpie vody při teplotě dochlazení kondenzátu:

$$i_{2out}=f(p;t)=462,09588\text{kJ/kg}$$

Kondenzační teplo při teplotě sytosti páry:

$$\begin{aligned} l_k &= 2500 - 2,0425 \cdot t - 0,003813 \cdot t^2 \\ &= 2500 - 2,0425 \cdot 186,0504 - 0,003813 \cdot 186,0504^2 \\ &= 1\,988,0059 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned} \quad (1.343)$$

Množství potřebné páry tedy je:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p-B\ddot{e}l} &= \frac{P_{B\ddot{e}l}}{(i_{1in} - i_{1out}) + l_k + (i_{2in} - i_{2out})} \\ &= \frac{7\,179,61379}{(2\,961,3544 - 2\,782,269) + 1\,988,0059 + (789,9879 - 462,09588)} \\ &= 2,87762 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 10,359 \frac{\text{t}}{\text{h}} \end{aligned} \quad (1.344)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Množství páry pro Líšeň a Vinohrady:

Entalpie výstupní vody z OTV Líšeň:

$$i_{in}=372,1284\text{kJ/kg}$$

Požadovaná teplota vody na výstupu z výměníků:

$$t_{out}=110^{\circ}\text{C}$$

Entalpie vody na výstupu z výměníků:

$$i_{out}=f(p;t)=462,642\text{kJ/kg}$$

Požadované množství vody, resp. hmotnostní průtok:

$$m=570\text{t/h}=158,3333\text{kg/s}$$

Výkon potřebný pro dohřev vody:

$$\begin{aligned} P_{Líš} &= \dot{m} \cdot \Delta i = \dot{m} \cdot (i_{out} - i_{in}) = 158,3333 \cdot (462,642 - 372,1284) \\ &= 14\,331,30599 \text{ kW} = 14,3313 \text{ MW} \end{aligned} \quad (1.345)$$

Hodnoty entalpií páry a teploty dochlazení kondenzátu páry jsou stejné jako v případě výměníku pro větev Bělohorská.

Množství potřebné páry tedy je:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p_Líš} &= \frac{P_{Líš}}{(i_{1in} - i_{1out}) + l_k + (i_{2in} - i_{2out})} \\ &= \frac{14\,331,30599}{(2\,961,3544 - 2\,782,269) + 1\,988,0059 + (789,9879 - 462,09588)} \\ &= 5,744 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 20,678 \frac{\text{t}}{\text{h}} \end{aligned} \quad (1.346)$$

Potřebné odebírané množství páry celkem:

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{p_Běl} + \dot{m}_{p_Líš} = 10,359 + 20,678 = 31,038 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 8,621 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.347)$$

Nyní si spočítám potřebné množství páry pro variantu, kdy jsou zapojeny tepelné výměníky pouze za regulovaným odběrem páry, tedy pro případ před mým návrhem úprav.

Potřebné množství páry pro větev Líšeň, Vinohrady:

Výpočet potřebného tepelného výkonu pro letní provoz:

Entalpie vstupní vody:

$$i_{in}=f(p;t)=286,5077\text{kJ/kg}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Entalpie výstupní vody:

$$i_{out}=f(p;t)=336,7415\text{kJ/kg}$$

Požadovaný průtok vody pro letní provoz:

$$m=1\,420\text{t/h}=394,444\text{kg/s}$$

Potřebný výkon tepelného výměníku pro letní provoz:

$$\begin{aligned} P_{Líšeň_léto} &= \dot{m} \cdot \Delta i = \dot{m} \cdot (i_{out} - i_{in}) = 394,444 \cdot (336,7415 - 286,5077) \\ &= 19\,814,45\text{ kW} = 19,81\text{ MW} \end{aligned}$$

Výpočet potřebného tepelného výkonu pro zimní provoz:

Entalpie vstupní vody:

$$i_{in}=f(p;t)=286,1789\text{kJ/kg}$$

Entalpie výstupní vody:

$$i_{out}=f(p;t)=462,642\text{kJ/kg}$$

Požadovaný průtok vody pro zimní provoz:

$$m=570\text{t/h}=158,333\text{kg/s}$$

Potřebný výkon tepelného výměníku pro zimní provoz:

$$\begin{aligned} P_{Líšeň_zima} &= \dot{m} \cdot \Delta i = m \cdot (i_{out} - i_{in}) = 158,333 \cdot (462,642 - 286,1789) \\ &= 27\,939,98\text{ kW} = 27,94\text{ MW} \end{aligned}$$

Při výpočtu množství páry potřebné pro ohřev vody vycházím ze stejných výpočtů i hodnot entalpií pro páru za regulovaným odběrem jako v případě zapojení mého návrhu. Jedná se o hodnoty entalpií na mezi sytosti, entalpie přehřáté páry a podchlazeného kondenzátu.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p_Líš_léto} &= \frac{P_{Líšeň_léto}}{(i_{1in} - i_{1out}) + l_k + (i_{2in} - i_{2out})} \\ &= \frac{19\,814,45}{(2\,961,3544 - 2\,782,269) + 1\,988,0059 + (789,9879 - 462,0958)} \\ &= 7,9417 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 28,59 \frac{\text{t}}{\text{h}} \end{aligned} \quad (1.348)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p_Líš_zima} &= \frac{P_{Líšeň_zima}}{(i_{1in} - i_{1out}) + l_k + (i_{2in} - i_{2out})} \\ &= \frac{27\,939,98}{(2\,961,3544 - 2\,782,269) + 1\,988,0059 + (789,9879 - 462,0958)} \\ &= 11,19846 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 40,31 \frac{\text{t}}{\text{h}} \end{aligned} \quad (1.349)$$

Stejný postup výpočtu opakuji pro větev Bělohorská.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Výpočet potřebného tepelného výkonu pro letní provoz:

Entalpie vstupní vody:

$$i_{in}=f(p;t)=285,9323\text{kJ/kg}$$

Entalpie výstupní vody:

$$i_{out}=f(p;t)=336,1844\text{kJ/kg}$$

Požadovaný průtok vody pro letní provoz:

$$m=708\text{t/h}=196,667\text{kg/s}$$

Potřebný výkon tepelného výměníku pro letní provoz:

$$\begin{aligned} P_{Bělohorská_léto} &= \dot{m} \cdot \Delta i = \dot{m} \cdot (i_{out} - i_{in}) = 196,667 \cdot (336,1844 - 285,9323) \\ &= 9\,882,897\text{ kW} = 9,883\text{ MW} \end{aligned}$$

Výpočet potřebného tepelného výkonu pro zimní provoz:

Entalpie vstupní vody:

$$i_{in}=f(p;t)=285,4391\text{kJ/kg}$$

Entalpie výstupní vody:

$$i_{out}=f(p;t)=461,9867\text{kJ/kg}$$

Požadovaný průtok vody pro zimní provoz:

$$m=285\text{t/h}=79,1667\text{kg/s}$$

Potřebný výkon tepelného výměníku pro zimní provoz:

$$\begin{aligned} P_{Bělohorská_zima} &= \dot{m} \cdot \Delta i = \dot{m} \cdot (i_{out} - i_{in}) \\ &= 79,1667 \cdot (461,9867 - 285,4391) = 13\,976,68\text{ kW} \quad (1.350) \\ &= 13,977\text{ MW} \end{aligned}$$

Výpočet množství potřebné páry pro jednotlivé provozní režimy:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p_Bělohorská_léto} &= \frac{P_{Bělohorská_léto}}{(i_{1in} - i_{1out}) + l_k + (i_{2in} - i_{2out})} \\ &= \frac{9\,882,897}{(2\,961,3544 - 2\,782,269) + 1\,988,0059 + (789,9879 - 462,0958)} \\ &= 3,961 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 14,259 \frac{\text{t}}{\text{h}} \quad (1.351) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p_Bělohorská_zima} &= \frac{P_{Bělohorská_zima}}{(i_{1in} - i_{1out}) + l_k + (i_{2in} - i_{2out})} \\ &= \frac{13\,976,68}{(2\,961,3544 - 2\,782,269) + 1\,988,0059 + (789,9879 - 462,0958)} \\ &= 5,601 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 20,166 \frac{\text{t}}{\text{h}} \quad (1.352) \end{aligned}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Potom tedy výsledná množství páry pro letní a zimní provoz pro ohřev topné vody v obou horkovodech jsou následující:

$$\begin{aligned}
 m_{p_l\acute{e}to_celkem} &= m_{p_B\acute{e}lohorsk\acute{a}_l\acute{e}to} + m_{p_L\acute{i}\check{s}_l\acute{e}to} = 14,259 + 28,59 = 42,85 \frac{t}{h} \\
 &= \frac{42,85 \cdot 1\,000}{3\,600} = 11,9 \frac{kg}{s}
 \end{aligned} \tag{1.353}$$

$$\begin{aligned}
 m_{p_zima_celkem} &= m_{p_B\acute{e}lohorsk\acute{a}_zima} + m_{p_L\acute{i}\check{s}_zima} = 20,1668 + 40,31 \\
 &= 60,48 \frac{t}{h} = \frac{60,48 \cdot 1\,000}{3\,600} = 16,8 \frac{kg}{s}
 \end{aligned} \tag{1.354}$$

Toto množství páry musí být odebráno z admisního množství vstupní páry pro potřebu ohřevu topné vody, tudíž se nebude v dalších stupních turbíny podílet na výrobě el. energie.

Nyní je zapotřebí si vypočítat množství vyrobené el. energie v turbíně pro případ, kdy pára vyexpanduje všemi řadami lopatkování turbíny. Budu vycházet z výpočtu lopatkování turbíny s tím rozdílem, že v poslední části nebudu odebírat stupně, ale ponechám stav turbíny v původním stavu. V následujícím výpočtu budu uvádět již dříve vypočtené izoentropické spády a účinnosti jednotlivých částí turbíny. Množství páry podílející se na výrobě el. energie se dopočítá v jednotlivých částech turbíny právě z nutných odběrů a vstupního množství páry, které uvažuji stejné jako v návrhovém stavu.

Výpočet množství páry v NO potřebné k ohřevu kondenzátu:

Z rovnice zachování hmotnosti si určíme množství kondenzátu, který odchází z aerokondenzátoru. Tento hmotnostní tok je stejný jako hmotnostní tok páry jdoucí do kondenzátoru. Ovšem pára odebíraná z NO musí ohřát množství, které se rovná součtu hmotnostnímu toku kondenzátu a hmotnostního toku zkondenzované páry v regeneračním výměníku za NO.

Pozn.: značení hmotnostních toků, resp. parametrů na vstupu a výstupu z regeneračního ohříváku je patrné ze schématu.

Iteračním výpočtem bylo toto množství zjištěno v letním provozu na:

$$\dot{m}_{1_l\acute{e}to} = 13,48335 \frac{kg}{s} \tag{1.355}$$

Protože je před tímto výměníkem umístěno jediné čerpadlo před napájecí nádrží, výstupní tlak z čerpadla se musí rovnat vstupnímu tlaku do výměníku, ale také do napájecí nádrže.

V závislosti na tlaku napájecí nádrže a teplotě vody si určím entalpii vstupní vody. Teplota této vstupní vody je dána smícháním kondenzátu z regeneračního ohříváku a kondenzátu z aerokondenzátoru. Z výpočtu turbíny znám teplotu výstupní páry, která je 49,45°C. Počítám-li podchlazení kondenzátu o cca 5°C, potom vstupní teplotu kondenzátu mohu uvažovat 45°C. Výstupní teplota vody z regeneračního ohříváku byla stanovena stejná jako v případě úpravy zapojení schématu, abych mohl jednoduše porovnávat obě varianty.

Z iteračního výpočtu jsem si určil potřebné množství páry z NO. Potom tedy výsledná teplota po smíchání 2 médií je následující:

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

$$t_{1,l\acute{e}to} = \frac{\dot{m}_{aero} \cdot t_{aero} + \dot{m}_{kon} \cdot t_{kon}}{\dot{m}_{aero} + \dot{m}_{kon}} = \frac{11,995 \cdot 45 + 1,4879 \cdot 97,7194}{11,995 + 1,4879} = 50,81^{\circ}\text{C} \quad (1.356)$$

Tlak v napájecí nádrži je uvažován z návrhového stavu 3,1 bar(a).
Entalpie vstupní vody je tedy:

$$i_1=f(p;t)=213,0112 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie vody na výstupu z ohříváku je funkcí tlaku napájecí nádrže a teploty, na níž je toto médium ohříváno, ta je stanovena na 110°C.

$$i_2=f(p;t)=461,4846 \text{ kJ/kg}$$

Požadovaný výkon na regenerační ohřívák je:

$$Q_1 = \dot{m}_1 \cdot \Delta i = 13,48335 \cdot (461,4846 - 213,0112) = 3\,350,253 \text{ kW} \quad (1.357)$$

Protože je v místě neregulovaného odběru pára téměř sytá, určím si kondenzační teplo pro danou teplotu:

$$l_k = 2\,500 - 2,0425 \cdot 119,9 - 0,003813 \cdot 119,9^2 = 2\,200,289 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (1.358)$$

Entalpie syté kapaliny po kondenzaci je:

$$i_{3-4}=f(p)=503,0632 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie podchlazeného kondenzátu je funkcí tlaku a teploty, jež byla určena z úprav technologie:

$$i_4=f(p;t)=409,5589 \text{ kJ/kg}$$

Množství potřebné páry v NO pro letní provoz je:

$$m_{nereg} = \frac{Q_1}{(l_k \cdot x_p + (i_{3-4} - i_4))} = \frac{3\,350,253}{2\,200,289 \cdot 0,98 + (503,0632 - 409,5589)} = 1,4879 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (1.359)$$

Podobně jsem postupoval při výpočtu množství páry v zimním provozu. Výsledky jsou uvedeny pouze v tabulce.

\dot{m}_{aero}	5,552 [kg/s]
\dot{m}_1	6,2413 [kg/s]
t_1	50,88 [°C]
i_1	213,272 [kJ/kg]
i_2	461,4846 [kJ/kg]
Q_1	1 549,177 kW
i_{3-4}	503,0632 [kJ/kg]
i_4	411,9468 [kJ/kg]
\dot{m}_{nereg}	0,68877 [kg/s]

Tab. č. 8.1: Parametry páry a kondenzátu v regeneračním ohříváku, zdroj: vlastní zpracování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Množství páry procházející regulačním stupněm je stejné jako množství admisní páry, tedy se rovná návrhovému stavu.

Množství páry procházející první části turbíny, tedy mezi regulačním stupněm a regulovaným odběrem páry se rovná:

$$\dot{m}_I = \dot{m}_{vstup} - \dot{m}_{ucpávky} = 28,68333 - 0,003 \cdot 28,68333 = 28,59728 \frac{kg}{s} \quad (1.360)$$

Množství páry procházející druhou částí turbíny v letním a zimním provozu se vypočítá následovně:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{II_léto} &= \dot{m}_{vstup} - \dot{m}_{ucpávky} - m_{VS_léto} - m_{pléto_celkem} \\ &= 28,68333 - 0,003 \cdot 28,68333 - 3,21111 - 11,9 \\ &= 13,4834 \frac{kg}{s} \end{aligned} \quad (1.361)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{II_zima} &= \dot{m}_{vstup} - \dot{m}_{ucpávky} - m_{VS_zima} - m_{pzima_celkem} \\ &= 28,68333 - 0,003 \cdot 28,68333 - 5,5556 - 16,8 = 6,241 \frac{kg}{s} \end{aligned} \quad (1.362)$$

Množství páry procházející třetí částí turbíny, to znamená mezi neregulovaným odběrem páry a koncem expanze je:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{III_léto} &= \dot{m}_{vstup} - \dot{m}_{ucpávky} - m_{VS_léto} - m_{pléto_celkem} - m_{nereg} \\ &= 28,68333 - 0,003 \cdot 28,68333 - 3,21111 - 11,9 - 1,4879 \\ &= 11,9953 \frac{kg}{s} \end{aligned} \quad (1.363)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{III_zima} &= \dot{m}_{vstup} - \dot{m}_{ucpávky} - m_{VS_zima} - m_{pzima_celkem} - m_{nereg} \\ &= 28,68333 - 0,003 \cdot 28,68333 - 5,5556 - 16,8 - 0,6887 \\ &= 5,5525 \frac{kg}{s} \end{aligned} \quad (1.364)$$

V následující tabulce jsou uvedeny výkony turbíny pro případ zapojení tepelných výměníků za regulované odběry. Výkon je dopočítán vždy dle vzorce:

$$P_i = \dot{m}_i \cdot h_{izi} \cdot \eta_i \quad (1.365)$$

	Regulační stupeň	I. část turbíny	II. část turbíny	III. část turbíny
h_{iz} [kJ/kg]	155,4779	166,1671	346,8633	415,5934
η [-]	0,710645	0,834212	0,845909	0,722608
$\dot{m}_{p_léto}$ [kg/s]	28,68333	28,59728	13,4834	11,9953
\dot{m}_{p_zima} [kg/s]			6,241	5,5525
$P_{léto}$ [kW]	3 169,211	3 964,117	3 956,215	3 602,345
P_{zima} [kW]			1 831,305	1 667,499

Tab. č. 8.2: Výkony jednotlivých provozů bez úpravy turbíny, zdroj: vlastní zpracování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Celkový výkon turbíny v tzv. letním provozu je následující:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{léto}} &= P_{RS_léto} + P_{I_léto} + P_{II_léto} + P_{III_léto} \\
 &= 3\,169,211 + 3\,964,117 + 3\,956,215 + 3\,602,345 \\
 &= 14\,691,89 \text{ kW} = 14,69 \text{ MW}
 \end{aligned}
 \tag{1.366}$$

$$\begin{aligned}
 P_{\text{zima}} &= P_{RS_zima} + P_{I_zima} + P_{II_zima} + P_{III_zima} \\
 &= 3\,169,211 + 3\,964,117 + 1\,831,305 + 1\,667,499 \\
 &= 10\,632,13 \text{ kW} = 10,632 \text{ MW}
 \end{aligned}
 \tag{1.367}$$

Ovšem jedná se o vnitřní výkon turbíny. Abych mohl posoudit a srovnat investici a návratnost obou projektů, potřebuji znát množství el. energie prodávané do distribuční sítě.

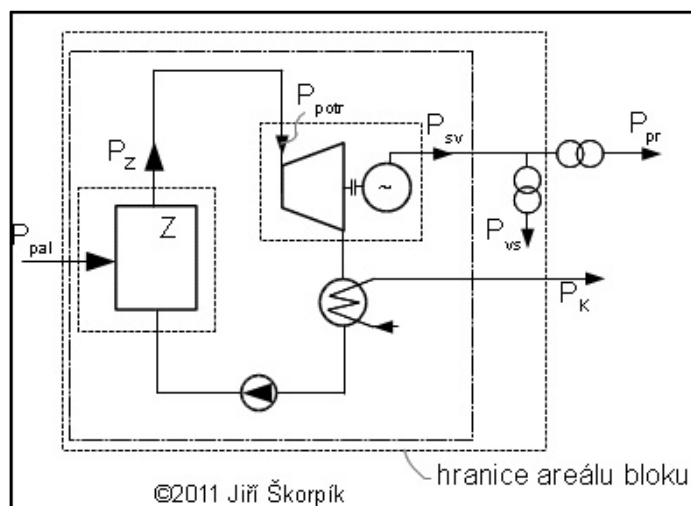
Uvažujme účinnost generátoru 99%, účinnost převodovky 98% a mechanickou účinnost, resp. ztráty vzniklé mechanickým třením součástí 99% (resp 1%).

Potom je tedy výkon na svorách generátoru následující:

$$\begin{aligned}
 P_{SV_zima} &= P_{zima} \cdot \eta_{\text{mech}} \cdot \eta_{\text{přev}} \cdot \eta_{\text{gen}} = 10,632 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \\
 &= 10,212 \text{ MW}
 \end{aligned}
 \tag{1.368}$$

$$P_{SV_léto} = P_{\text{léto}} \cdot \eta_{\text{mech}} \cdot \eta_{\text{přev}} \cdot \eta_{\text{gen}} = 14,69 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 14,111 \text{ MW} \tag{1.369}$$

Spalovna má ovšem dále ještě svá el. zařízení, která spotřebovávají část vyrobené energie, tudíž dále musím určit výkon na hranici spalovny, který je dodáván do sítě za výkupní ceny.



Obr. č. 8.1: Rozdělení jednotlivých výkonů, zdroj: [25]

Průměrná vlastní spotřeba spalovny byla po konzultaci odhadnuta na příkon 2,2MW. Nyní si mohu tedy určit čistý výkon, který je určen pro prodej do distribuční sítě.

$$P_{\text{práh_zima}} = P_{SV_zima} - P_{VS} = 10,212 - 2,2 = 8,012 \text{ MW} \tag{1.370}$$

$$P_{\text{práh_léto}} = P_{SV_léto} - P_{VS} = 14,111 - 2,2 = 11,911 \text{ MW} \tag{1.371}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Abych mohl srovnat tento druh zapojení s mým návrhem a úpravami, dopočítám si výkon v mém projektu zapojení, který je na prahu elektrárny, a který je prodáván do distribuční sítě.

Pro zajištění, že výsledky nebudou zkreslené a budou vůči sobě porovnatelné, vycházím ze stejných parametrů turbíny i vstupního množství páry, které se rovná jmenovitému a maximálnímu.

Při výpočtu mohu postupovat stejným způsobem jako výše, tedy určit si potřebná množství páry v jednotlivých odběrech, z výpočtu turbíny si určit jednotlivé izoentropické spády na části turbíny po odebrání 2 posledních stupňů, určit si jednotlivé účinnosti a dále výkony.

Můj návrh zapojení vychází z předpokladu, že v letním provozu budou odpojeny oba výměníky pro ohřev tepla právě za regulovaným odběrem páry z toho důvodu, že nově navržené OTV byly dimenzovány tak, aby v letním provozu ohřály vodu na požadovanou teplotu 80°C pro cirkulaci topné vody v horkovodu. Odběr v RO se v letních měsících tedy odvíjí pouze od vlastní spotřeby spalovny pro jiné účely.

$$m_{VS_léto} = 11,56 \frac{t}{h} = \frac{11,56 \cdot 1\,000}{3\,600} = 3,2111 \frac{kg}{s} \quad (1.372)$$

Výpočet potřebného množství páry v neregulovaném odběru je v případě úprav technologie a schématu zapojení stejný jako v neupravené variantě. S tím rozdílem, že zde byly určeny teploty podchlazeného kondenzátu z regeneračního ohříváku tak, aby docházelo ke smíchání médií o stejné teplotě.

U aerokondenzátoru je opět zvoleno podchlazení kondenzátu o cca 5°C. Tedy u média jdoucího z kondenzátoru můžeme uvažovat teplotu 95°C. Výsledná teplota po smíchání s kondenzátem je tedy následující:

$$t_{vysl} = \frac{m_{aero} \cdot t_{aero} + m_{OTV} \cdot t_{OTV}}{m_{aero} + m_{OTV}} = \frac{11,096 \cdot 95 + 13,70559 \cdot 99,9211}{11,096 + 13,70559} = 97,7194^{\circ}C \quad (1.373)$$

V zimním provozu byla tato teplota spočítána na $t_{vysl}=98,286^{\circ}C$.

Další postup je shodný, proto uvádím pouze výsledky v následující tabulce:

Pozn.: Hmotnostní tok média, které je ohříváno v regeneračním ohříváku, je dáno součtem hmotnostních toků kondenzátů z aerokondenzátoru a OTV a dále hmotnostního toku vody vystupující z regeneračního ohříváku, které je přimícháváno.

m_{aero}	11,096 [kg/s]
m_1	25,38617 [kg/s]
t_1	97,7194 [°C]
i_1	409,6439 [kJ/kg]
i_2	461,4846 [kJ/kg]
Q_1	1 316,037 kW
i_{3-4}	503,0632 [kJ/kg]
i_4	409,5589 [kJ/kg]
m_{nereg}	0,5845 [kg/s]

Tab. č. 8.3: Parametry médií pro regenerační ohřívák v letním provozu, zdroj: vlastní zpracování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

m_{aero}	4,685 [kg/s]
m_1	14,42 [kg/s]
t_1	98,286 [°C]
i_1	412,0317 [kJ/kg]
i_2	461,4846 [kJ/kg]
Q_1	713,1136 kW
i_{3-4}	503,0632 [kJ/kg]
i_4	411,9468 [kJ/kg]
m_{nereg}	0,317 [kg/s]

Tab. č. 8.4: Parametry médií pro regenerační ohřívač v zimním provozu, zdroj: vlastní zpracování

Množství páry procházející regulačním stupněm a první části turbíny je stejné jako v předchozím případě z toho důvodu, že je uvažováno stejné vstupní množství páry i ztráty páry na ucpávkách.

Množství páry procházející druhou částí turbíny v letním a zimním provozu se vypočítá následovně:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{II_léto} &= \dot{m}_{vstup} - \dot{m}_{ucpávky} - m_{VS_léto} \\ &= 28,68333 - 0,003 \cdot 28,68333 - 3,211119 = 25,386 \frac{kg}{s} \end{aligned} \quad (1.374)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{II_zima} &= \dot{m}_{vstup} - \dot{m}_{ucpávky} - m_{VS_zima} - m_{pzima_celkem} \\ &= 28,68333 - 0,003 \cdot 28,68333 - 5,5556 - 8,6216 = 14,42 \frac{kg}{s} \end{aligned} \quad (1.375)$$

Množství páry procházející třetí částí turbíny, to znamená mezi neregulovaným odběrem páry a koncem expanze je:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{III_léto} &= \dot{m}_{vstup} - \dot{m}_{ucpávky} - m_{VS_léto} - m_{nereg} \\ &= 28,68333 - 0,003 \cdot 28,68333 - 3,21111 - 0,5845 \\ &= 24,8016 \frac{kg}{s} \end{aligned} \quad (1.376)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{III_zima} &= \dot{m}_{vstup} - \dot{m}_{ucpávky} - m_{VS_zima} - m_{pzima_celkem} - m_{nereg} \\ &= 28,68333 - 0,003 \cdot 28,68333 - 5,5556 - 8,6216 - 0,317 \\ &= 14,103 \frac{kg}{s} \end{aligned} \quad (1.377)$$

	Regulační stupeň	I. část turbíny	II. část turbíny	III. část turbíny
h_{iz} [kJ/kg]	155,4779	166,1671	346,8633	111,7189
η [-]	0,710645	0,834212	0,845909	0,706615
$m_{p_léto}$ [kg/s]	28,68333	28,59728	25,386	24,8016
m_{p_zima} [kg/s]			14,42	14,103
$P_léto$ [kW]	3 169,211	3 964,117	7 448,681	1 957,899
P_zima [kW]			4 231,0598	1 113,322

Tab. č. 8.5: Výkony jednotlivých částí turbíny po úpravě, zdroj: vlastní zpracování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Celkový výkon turbíny v tzv. letním provozu je následující:

$$\begin{aligned}
 P_{léto} &= P_{RS,léto} + P_{I,léto} + P_{II,léto} + P_{III,léto} \\
 &= 3\,169,211 + 3\,964,117 + 7\,448,681 + 1\,957,899 \quad \mathbf{(1.378)} \\
 &= 16\,539,908 \text{ kW} = 16,539 \text{ MW}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_{zima} &= P_{RS,zima} + P_{I,zima} + P_{II,zima} + P_{III,zima} \\
 &= 3\,169,211 + 3\,964,117 + 4\,231,0598 + 1\,113,322 \quad \mathbf{(1.379)} \\
 &= 12\,477,71 \text{ kW} = 12,477 \text{ MW}
 \end{aligned}$$

Potom je tedy výkon na svorách generátoru následující:

$$\begin{aligned}
 P_{SV,zima} &= P_{zima} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{přev} \cdot \eta_{gen} = 12,477 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \quad \mathbf{(1.380)} \\
 &= 11,9848 \text{ MW}
 \end{aligned}$$

$$P_{SV,léto} = P_{léto} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{přev} \cdot \eta_{gen} = 16,539 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 15,886 \text{ MW} \quad \mathbf{(1.381)}$$

Prodáváný výkon do přenosové soustavy, jenž je liší od výkonu na prahu elektrárny právě o vlastní spotřebu.

$$P_{práh,zima} = P_{SV,zima} - P_{VS} = 11,9848 - 2,2 = 9,7848 \text{ MW} \quad \mathbf{(1.382)}$$

$$P_{práh,léto} = P_{SV,léto} - P_{VS} = 15,886 - 2,2 = 13,6865 \text{ MW} \quad \mathbf{(1.383)}$$

Pokud tedy srovnám 2 projekty odlišné zapojením výměníků z hlediska výkonů a množství odebírané páry, mohu si všimnout, že navrhovaný projekt vlivem ušetření páry v RO získá větší výkon na generátoru turbíny, tudíž spalovna může prodat více el. energie do distribuční sítě a tím dojde k navýšení zisků z prodeje el. energie.

	Tepelné výměníky za RO		OTV po úpravě	
	léto	zima	léto	zima
Admisní pára – m_{vstup} [kg/s]	28,6833			
RO – m_{RO} [kg/s]	15,1139	22,356	3,2111	14,1772
NO – m_{NO} [kg/s]	1,4879	0,6887	0,5845	0,3167
Vnitřní výkon turbíny – P [MW]	14,691	10,632	16,539	12,477
Svorkový výkon turbíny – P_{sv} [MW]	14,111	10,212	15,886	11,9848
Výkon na prahu spalovny – $P_{práh}$ [MW]	11,911	8,012	13,686	9,7848
Rozdíl výkonů [MW]			+1,775	+1,772

Tab. č. 8.6: Srovnání výkonů turbíny před a po úpravě, zdroj: vlastní zpracování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

8.2 Návrh průměrů potrubí

8.2.1 Dimenze potrubí za expanzí páry

Jedná se o potrubí mezi koncem expanze páry a parní komorou. Tedy množství páry je dáno součtem přebytečného množství jdoucího do aerokondenzátoru a množství potřebného pro ohřev topné vody. Návrh dimenze potrubí vždy provedu pro letní provoz, kdy je dále potřeba zkontrolovat rychlosti v zimním provozu. Zimní provoz uvedu vždy pouze do tabulky.

Hmotnostní množství výstupní páry:

$$\dot{m}_p = 24,801 \frac{kg}{s}$$

Tlak výstupní páry:

$$p = 0,101132792 \text{ MPa}$$

Měrný objem páry:

$$v = 1,6087241 \frac{m^3}{kg}$$

Hustota páry:

$$\rho_p = \frac{1}{v} = \frac{1}{1,6087241} = 0,62161 \frac{kg}{m^3} \quad (1.384)$$

Objemové množství výstupní páry:

$$\dot{V}_p = \dot{m}_p \cdot v = 24,801 \cdot 1,608724 = 39,899 \frac{m^3}{s} \quad (1.385)$$

Ze zdroje [28] si určím vnější průměr trubky dle normy EN 10220. Jedná se o ocelovou trubku spirálově svařovanou. Samozřejmostí je také izolace této trubky a její oplechování.

$$d_2 = 1\,220 \text{ mm} = 1,22 \text{ m}$$

Použitý materiál ČSN 11 375, který dle zdroje [20] má minimální mez kluzu:

$$Re_{min} = 196 \text{ MPa}$$

Minimální tloušťka potrubí:

$$t_{min} = \frac{p \text{ [MPa]} \cdot d_2 \text{ [mm]}}{2 \cdot \frac{Re_{min}}{k} + p \text{ [MPa]}} = \frac{0,10113279 \cdot 1\,220}{2 \cdot \frac{196}{1,5} + 0,10113279} = 0,4719 \text{ mm} \quad (1.386)$$

Z důvodu přídatných výrobních tolerancí, přídatku zohledňující záporné výrobní tolerance 12% tloušťky a korozivnímu přídatku volím nejmenší výrobní tloušťku $t=7,1$ mm, která postačuje.

Potom vnitřní průměr potrubí:

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot t = 1\,220 - 2 \cdot 7,1 = 1\,205,8 \text{ mm} = 1,2058 \text{ m} \quad (1.387)$$

Průřez potrubí:

$$S = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} = \pi \cdot \frac{1,2058^2}{4} = 1,141933 \text{ m}^2 \quad (1.388)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Rychlost proudění páry:

$$w_p = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{39,899}{1,141933} = 34,93 \frac{m}{s} \quad (1.389)$$

Toto potrubí bylo voleno tak, aby maximální rychlost páry byla v rozmezí 20-40 m/s. Tato vypočtená rychlost je maximální dosažitelná, protože se vycházelo z maximálního množství páry, které vychází z návrhového stavu turbíny.

Následuje kontrola výpočtu, resp. určení rychlosti páry v zimním provozu. Jedná se o kontrolu, jestli tato rychlost příliš nevybočuje z doporučených rozmezí.

Množství páry [kg/s]	14,103
Objemové množství páry [m ³ /s]	22,68
Rychlost proudící páry [m/s]	19,86

Tab. č. 8.7: Rychlost proudění páry v zimním provozu, zdroj: vlastní zpracování

8.2.2 Dimenze potrubí pro horkovodní síť:

Při výpočtu budu vycházet z letního provozu, kdy je větší průtok topné vody. Po zvolení průměru a typu potrubí provedu kontrolu rychlosti proudění média v zimních měsících.

Průtok vody v letním provozu:

$$\dot{m}_{v_Líšeň_léto} = 394,4444 \frac{kg}{s}$$

Tlak vody před OTV:

$$p = 1,6 \text{ MPa}$$

Měrný objem vody:

$$v = f(p; t) = 0,001021 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové množství vody:

$$\dot{V}_{Líšeň} = \dot{m}_{v_Líšeň_léto} \cdot v = 394,4444 \cdot 0,001021 = 0,40267 \frac{m^3}{s} \quad (1.390)$$

Pro rozvod horké topné vody po Brně vybírám předizolované potrubí, které má hned několik výhod. Mezi největší výhody patří především jednoduchost montáže a také dobré výrobní parametry. Toto potrubí je vhodné pro uložení do země bez nutnosti použití topných kanálů.

Ze zdroje [19] si určím PI potrubí s vnějším průměrem ocelové trubky. Jedná se o ocelovou trubku s ochranným pláštěm z polyethylenu (PE) a tepelnou izolaci z tvrdého polyuretanu (PUR).

Pro speciální teplotní podmínky, jakými jsou např. trvale nízké okolní teploty nebo trvale vysoké teploty média, ale také pro použití při požadavku pomalého chladnutí při odstavení volím PI potrubí série izolace č. 2. [19]

$$d_2 = 457 \text{ mm} = 0,457 \text{ m}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Vnitřní ocelové trubky jsou podélně nebo spirálově svařované P235TR1 dle EN 10217-1. Jejich minimální hodnota meze kluzu je dle [19]:

$$Re_{min} = 235 \text{ MPa}$$

Minimální tloušťka potrubí:

$$t_{min} = \frac{p \text{ [MPa]} \cdot d_2 \text{ [mm]}}{2 \cdot \frac{Re_{min}}{k} + p \text{ [MPa]}} = \frac{1,6 \cdot 457}{2 \cdot \frac{235}{1,5} + 1,6} = 2,32176 \text{ mm} \quad (1.391)$$

Pro námi požadovaný tlak topné vody v potrubí tedy výrobní tloušťka 6,3 mm je plně dostačující i se zahrnutím přídatků na korozi a zohledněním záporných výrobních tolerancí.

Potom vnitřní průměr potrubí:

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot t = 457 - 2 \cdot 6,3 = 444,4 \text{ mm} = 0,4444 \text{ m} \quad (1.392)$$

Průřez potrubí:

$$S = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,4444^2}{4} = 0,15511 \text{ m}^2 \quad (1.393)$$

Rychlost proudění vody v horkovodu pro Líšeň:

$$w_p = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{0,402672}{0,15511} = 2,596 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.394)$$

Stejným způsobem bych pokračoval při výpočtu průměru potrubí pro větev Bělohorská. PI potrubí navrhuji po celé trase horkovodu. Mezi jednotlivými výměníky pro dohřev vody v zimních měsících navrhuji z důvodu členitosti potrubí v budově klasické ocelové potrubí izolované minerální vato. Parametry proudícího média uvádím nadále pouze v tabulce, jelikož princip výpočtu je stejný. Neuvedené hodnoty jsou patrné z technologického schématu.

	Líšeň, Vinohrady		Bělohorská	
	Před OTV	Za OTV	Před OTV	Za OTV
Dimenze PI potrubí [-]	DN450	DN450	DN350	DN350
Průtok vody [kg/s]	394,444	394,444	196,667	196,667
Tlak vody [MPa]	1,6	2,3	0,9	1,6
Objemový průtok vody [m ³ /s]	0,4026	0,4054	0,2	0,202
Rychlost proudění média [m/s]	2,59	2,61	2,155	2,17

Tab. č. 8.8: Rychlosti médií pro OTV v letním provozu, zdroj: vlastní zpracování

	Líšeň, Vinohrady		Bělohorská	
	Před OTV	Za OTV	Před OTV	Za OTV
Dimenze potrubí [-]	DN450	DN450	DN350	DN350
Průtok vody [kg/s]	158,333	158,333	79,1667	79,1667
Tlak vody [MPa]	1,4	1,9	0,8	1
Objemový průtok vody [m ³ /s]	0,161	0,163	0,08	0,082
Rychlost proudění média [m/s]	1,04	1,055	0,867	0,879
	Mezi výměníky, větev Líšeň		Mezi výměníky, větev Bělohorská	
Dimenze potrubí [-], [mm]	DN450, Ø 457x6,3		DN 350, Ø 355,6x5,6	
Objemový průtok vody [m ³ /s]	0,1637		0,08189	
Rychlost proudění média [m/s]	1,055		0,879	

Tab. č. 8.9: Rychlosti médií pro OTV v zimním provozu, zdroj: vlastní zpracování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Jelikož rychlosti médií ve všech režimech a typech provozu vycházejí v doporučeném rozmezí cca 1-3 m/s, jsou tyto návrhy dimenze PI potrubí považovány za konečné. Nadále při realizaci by musely být tyto návrhy ještě posouzeny z mnoha faktorů, jakými jsou např. prostorové uspořádání výměníků, veškeré požadavky na média a hmotnost potrubí pro nosné konstrukce. V této práci se jedná pouze o jakýsi předběžný návrh optimálního průměru pro dosažení optimálních rychlostí proudících médií.

V případě OTV pro Líšeň a Vinohrady je navržena dimenze PI potrubí DN450 o tloušťce 6,3 mm, tj. vnější průměr ocelového potrubí 457 mm, vnitřní průměr ocelového potrubí 444,4 mm a vnější průměr izolace 630 mm, tl. 6,6 mm.

V případě OTV Bělohorská je navržena optimální dimenze PI potrubí DN350 o tloušťce 5,6 mm, tj. vnější průměr ocelového potrubí 355,6 mm, vnitřním průměru potrubí 344,4 mm a s izolací o vnějším průměru 520 mm, tl. 5,7 mm.

Obě dvě dimenze potrubí se vyrábí v délkách 6, 12 a 16 m i se 2 měděnými vodiči sloužícími pro monitorování úniků média, přičemž 1 z nich je vždy pocínovaný. Po připojení k detekčním krabicím tyto vodiče monitorují vlhkost, tedy úniky topné vody. Toto předizolované potrubí má až o 10-25% nižší tepelné ztráty než klasické ocelové potrubí.

8.2.3 Dimenze potrubí pro přívod páry do OTV:

Dimenzi tohoto potrubí navrhuji pro minimální množství páry potřebné pro dosažení návrhového výkonu OTV Líšeň. Z technologického schématu si můžeme všimnout, že mnou navržené potrubí není společné, ale každý OTV má své připojení na parní rozvodnou komoru.

Hmotnostní množství páry pro OTV Líšeň v letním provozu:

$$\dot{m}_p = 9,144547 \frac{kg}{s}$$

Tlak páry:

$$p = 0,101132792 \text{ MPa}$$

Měrný objem páry:

$$v = 1,6087241 \frac{m^3}{kg}$$

Objemový průtok páry:

$$\dot{V}_p = \dot{m}_p \cdot v = 9,144547 \cdot 1,608724 = 14,711 \frac{m^3}{s} \quad (1.395)$$

Ze zdroje [28] si určím vnější průměr trubky dle normy EN 10220. Jedná se o ocelovou trubku spirálově svařovanou. Volím potrubí dimenze DN750.

$$d_2 = 762 \text{ mm} = 0,762 \text{ m}$$

Použitý materiál ČSN 11 375, který dle zdroje [20] má minimální mez kluzu:

$$Re_{min} = 196 \text{ MPa}$$

Minimální tloušťka potrubí:

$$t_{min} = \frac{p \text{ [MPa]} \cdot d_2 \text{ [mm]}}{2 \cdot \frac{Re_{min}}{k} + p \text{ [MPa]}} = \frac{0,10113279 \cdot 762}{2 \cdot \frac{196}{1,5} + 0,10113279} = 0,2948 \text{ mm} \quad (1.396)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Volím tedy nejmenší výrobní tloušťku $t=5$ mm, která je postačující i se zahrnutím vlivu korozivního a výrobního přídatku.

Potom vnitřní průměr potrubí:

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot t = 762 - 2 \cdot 5 = 752 \text{ mm} = 0,752 \text{ m} \quad (1.397)$$

Průřez potrubí:

$$S = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,752^2}{4} = 0,444146 \text{ m}^2 \quad (1.398)$$

Rychlost proudění páry:

$$w_p = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{14,711}{0,444146} = 33,12212 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (1.399)$$

Parametry pro zimní provoz uvádím pouze v tabulce z důvodu stejného postupu výpočtu:

Množství páry [kg/s]	6,2805
Objemové množství páry [m ³ /s]	10,103
Rychlost proudící páry [m/s]	22,748

Tab. č. 8.10: Rychlost proudící páry do výměníku OTV Líšeň v zimním provozu, vlastní zpracování

Podobně mohu určit průměr potrubí a následně rychlost páry pro OTV Bělohorská, jak pro letní, tak i pro zimní provoz. Hodnoty uvádím v tabulce níže.

	Bělohorská	
	Letní provoz	Zimní provoz
Množství páry [kg/s]	4,561	3,1369
Objemový průtok páry [m ³ /s]	7,337	5,046
Vnější průměr potrubí [m]	0,559 (DN550)	
Min. tloušťka stěny [mm]	0,216	
Tloušťka stěny [mm]	5	
Vnitřní průměr potrubí [m]	0,549	
Rychlost proudící páry [m/s]	30,99	21,31

Tab. č. 8.11: Rychlost proudící páry do výměníku OTV Bělohorská, zdroj: vlastní zpracování

Toto potrubí bylo voleno tak, aby se rychlosti páry pohybovaly v rozmezí 20-40 m/s.

V tomto výpočtu byla navržena ocelová potrubí s vnitřními průměry 752 mm, odpovídající DN 750 pro OTV Líšeň a vnitřním průměrem 559 mm, odpovídající DN 550 pro OTV Bělohorská. Tloušťka potrubí je v obou případech 5 mm, která je plně dostačující.

8.2.4 Dimenze potrubí do aerokondenzátoru

Jelikož vycházím z návrhového stavu a hmotnostní průtok admisní páry počítám jako maximální, je zřejmé, že v tomto případě zapojení bude množství páry vystupující z turbíny větší, než je minimální množství potřebné pro dodání požadovaného tepelného výkonu do horkovodní sítě. Proto byla navržena parní komora, ze které přebytečné množství páry bude

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

odváděno do aerokondenzátoru, kde bude docházet k fázové přeměně páry na kondenzát. V praxi se nepředpokládá takové množství páry na vstupu, tedy maření množství páry ve vzduchovém kondenzátoru bude minimální nebo žádné. Ovšem v mé práci vycházím z návrhového stavu, proto tedy uvedu výpočet dimenze potrubí pro návrhový stav.

Hmotnostní množství výstupní páry pro letní provoz:

$$\dot{m}_p = 11,096 \frac{kg}{s}$$

Tlak výstupní páry:

$$p = 0,101132792 \text{ MPa}$$

Měrný objem páry:

$$v = 1,6087241 \frac{m^3}{kg}$$

Objemové množství výstupní páry:

$$\dot{V}_p = \dot{m}_p \cdot v = 11,096 \cdot 1,608724 = 17,85 \frac{m^3}{s} \quad (1.400)$$

Ze zdroje [28] si určím vnější průměr trubky dle normy EN 10220. Jedná se o ocelovou trubku spirálově svařovanou.

$$d_2 = 813 \text{ mm} = 0,813 \text{ m}$$

Použitý materiál ČSN 11 375, který dle zdroje [20] má minimální mez kluzu:

$$Re_{min} = 196 \text{ MPa}$$

Minimální tloušťka potrubí:

$$t_{min} = \frac{p \text{ [MPa]} \cdot d_2 \text{ [mm]}}{2 \cdot \frac{Re_{min}}{k} + p \text{ [MPa]}} = \frac{0,10113279 \cdot 813}{2 \cdot \frac{196}{1,5} + 0,10113279} = 0,315 \text{ mm} \quad (1.401)$$

Volím tedy nejmenší výrobní tloušťku $t=6,3$ mm, která je dostatečná i po započítání přídavek a také je dostatečná pro samonosnost potrubí.

Potom vnitřní průměr potrubí:

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot t = 813 - 2 \cdot 6,3 = 800,4 \text{ mm} = 0,8004 \text{ m} \quad (1.402)$$

Průřez potrubí:

$$S = \pi \cdot \frac{d_1^2}{4} = \pi \cdot \frac{0,8004^2}{4} = 0,5032 \text{ m}^2 \quad (1.403)$$

Rychlost proudění páry:

$$w_p = \frac{\dot{V}}{S} = \frac{17,85}{0,5032} = 35,477 \frac{m}{s} \quad (1.404)$$

Následuje kontrola výpočtu, resp. určení rychlosti páry v zimním provozu. Jedná se o kontrolu, jestli tato rychlost příliš nevybočuje z doporučených rozmezí.

Množství páry [kg/s]	4,685
Objemové množství páry [m ³ /s]	7,538
Rychlost proudící páry [m/s]	14,98

Tab. č. 8.12: Rychlost proudění páry v zimním provozu, zdroj: vlastní zpracování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

8.3 Ekonomická analýza projektu

Ekonomická analýza spočívá ve výpočtu návratnosti tohoto projektu oproti zapojení, které bude realizováno pro ohřev topné vody za regulovanými odběry. V ekonomické rozvaze musí být zohledněny veškeré investice, které jsou zřejmé z úprav, a které jsou spojené s realizací nového projektu. Oproti tomu musí být také zohledněny zisky, které spalovna vytěží právě úpravou technologie.

Předpoklad pro výpočet návratnosti investice také byl, že firma SAKO, a.s. má dostatečné prostředky po zaplacení počátečních investičních nákladů, tedy nebude si muset brát úvěr v bance, který by vlivem placení úroků z úvěru prodloužil tuto dobu návratnosti. V tomto případě realizace úprav nebude počáteční investice nikterak velká z toho důvodu, že horkovodní síť i budova výměňkových stanic budou už postaveny. Tudíž investice do nových úprav spočívají pouze v některých úpravách a nakoupení nového zařízení.

Pro výpočet zisků za rok provozu potřebujeme nadále znát nejen výkupní ceny a bonusy spojené s prodejem el. energie do distribuční sítě, ale především počet provozních hodin, po které je turbína v provozu. V této práci nadále předpokládám celoroční provoz na jmenovitých návrhových parametrech. Je zřejmé, že nebude výkon i množství admisní páry po celý rok konstantní, ovšem pro potřeby základního zhodnocení je tento předpoklad postačující.

Po konzultaci s odborníky ze spalovny SAKO, a.s. byl stanoven roční provoz turbíny na 8 400 hodin. Přičemž nadále předpokládáme letní provoz od 1. května do konce září (5 měsíců) a zimní provoz považujeme od 1. října do konce dubna (7 měsíců) v každém následujícím roce, pro které bude návratnost počítána.

Z provozních hodin turbíny a jmenovitého výkonu si můžeme vypočítat průměrné množství prodané energie v letním i zimním provozu. Celoroční zisky budou spočítány prostým součtem zisků za letní a zimní období.

Provozní hodiny v letních měsících:

$$\tau_{l\acute{e}to} = \frac{\tau_{rok}}{12} \cdot 5 = \frac{8\,400}{12} \cdot 5 = 3\,500 \text{ hod} \quad (1.405)$$

Provozní hodiny v zimních měsících:

$$\tau_{zima} = \frac{\tau_{rok}}{12} \cdot 7 = \frac{8\,400}{12} \cdot 7 = 4\,900 \text{ hod} \quad (1.406)$$

Jelikož budu nadále stanovovat dobu splatnosti, respektive návratnost navrhované úpravy vůči stavu, který se nyní projektuje, potřebuji znát rozdíl výkonů, resp. množství prodané el. energie do přenosové soustavy, které bude způsobenou danou úpravou schématu zapojení.

Rozdíl výkonů 2 uvažovaných variant:

$$\Delta P_{l\acute{e}to} = P_{l\acute{e}to_n\acute{a}vrh} - P_{l\acute{e}to_projekt1} = 13,686 - 11,911 = 1,775 \text{ MW} \quad (1.407)$$

$$\Delta P_{zima} = P_{zima_n\acute{a}vrh} - P_{zima_projekt1} = 9,7848 - 8,012 = 1,7727 \text{ MW} \quad (1.408)$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Potom tedy množství prodané el. energie do sítě za rok:

$$E_{l\acute{e}to} = \tau_{l\acute{e}to} \cdot \Delta P_{l\acute{e}to} = 3\,500 \cdot 1,7727 = 6\,212,569 \text{ MWh} \quad (1.409)$$

$$E_{zima} = \tau_{zima} \cdot \Delta P_{zima} = 4\,900 \cdot 1,775 = 8\,686,2219 \text{ MWh} \quad (1.410)$$

$$E = E_{l\acute{e}to} + E_{zima} = 6\,212,569 + 8\,686,2219 = 14\,898,7911 \text{ MWh} \quad (1.411)$$

Množství prodaného tepla do CZT Brno spočítám z provozní doby a jmenovitého výkonu v obou provozech, jak v letním, tak i v zimním. Roční prodej tepla je dán opět součtem obou energií během roku.

Následující tabulka rekapituluje vypočtené výkony tepelných výměníků pro dosažení požadovaného ohřevu topné vody v CZT.

	Letní provoz	Zimní provoz
OTV Bělohorská [MW]	9,882897	6,797068
OTV Líšeň, Vinohrady [MW]	19,81444	13,60867
HVS Bělohorská [MW]	0	7,179614
HVS, Vinohrady [MW]	0	14,33131

Tab. č. 8.13: Výkony tepelných výměníků po úpravě, zdroj: vlastní zpracování

$$T_{B\acute{e}lohorsk\acute{a}_l\acute{e}to} = \tau_{l\acute{e}to} \cdot Q_{B\acute{e}lohorsk\acute{a}_l\acute{e}to} \cdot 3,6 = 3\,500 \cdot 9,882897 \cdot 3,6 = 124\,524,5084 \text{ GJ} \quad (1.412)$$

$$T_{B\acute{e}lohorsk\acute{a}_zima} = \tau_{zima} \cdot Q_{B\acute{e}lohorsk\acute{a}_zima} \cdot 3,6 = 4\,900 \cdot 6,797068 \cdot 3,6 = 119\,900,2848 \text{ GJ} \quad (1.413)$$

$$T_{L\acute{i}\acute{s}e\acute{n}_l\acute{e}to} = \tau_{l\acute{e}to} \cdot Q_{L\acute{i}\acute{s}e\acute{n}_l\acute{e}to} \cdot 3,6 = 3\,500 \cdot 19,81444 \cdot 3,6 = 249\,662,0274 \text{ GJ} \quad (1.414)$$

$$T_{L\acute{i}\acute{s}e\acute{n}_zima} = \tau_{zima} \cdot Q_{L\acute{i}\acute{s}e\acute{n}_zima} \cdot 3,6 = 4\,900 \cdot 13,60867 \cdot 3,6 = 240\,057,0105 \text{ GJ} \quad (1.415)$$

$$T_{B\acute{e}lohorsk\acute{a}_RO_zima} = \tau_{zima} \cdot Q_{B\acute{e}lohorsk\acute{a}_RO_zima} \cdot 3,6 = 4\,900 \cdot 7,179614 \cdot 3,6 = 126\,648,3873 \text{ GJ} \quad (1.416)$$

$$T_{L\acute{i}\acute{s}e\acute{n}_RO_zima} = \tau_{zima} \cdot Q_{L\acute{i}\acute{s}e\acute{n}_RO_zima} \cdot 3,6 = 4\,900 \cdot 14,33131 \cdot 3,6 = 252\,804,2377 \text{ GJ} \quad (1.417)$$

Prodané teplo do CZT Brno za celý kalendářní rok:

$$T = \sum T_i = 124\,524,5084 + 119\,900,2848 + 249\,662,0274 + 240\,057,0105 + 126\,648,3873 + 252\,804,2377 = 1\,113\,596,456 \text{ GJ} \quad (1.418)$$

Toto množství tepla je požadováno od horkovodní sítě. Je zde uvedeno pouze pro orientaci. Do ekonomických ukazatelů se v tomto případě nepromítne, protože počítám určitou návratnost a čisté výnosy po odepsání majetku v závislosti na porovnání 2 projektů, kdy oba splňují dodaný požadovaný tepelný výkon do horkovodní sítě, který je v obou případech stejný, tudíž i zisky

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

se rovnají a mohu si dovolit je zanedbat ve výpočtu. Tyto zisky by se započítávaly pouze v tom případě, kdy si by firma SAKO, a.s. nasmlouvala s odběrateli vyšší výkupní cenu za teplo. Toto navýšení by se mohlo odvíjet od nutné investice spojené s projektováním úprav. Pro další výpočty je ovšem předpokládána stejná cena za 1GJ tepla, a to ve výši 172Kč.

Hlavní faktor ovlivňující návratnost investice není pouze množství prodávané energie, ale také její výkupní ceny a různé bonusy spojené právě s prodejem těchto energií ať už odběratelům tepla nebo společností provozující přenosovou soustavu.

Pozn.: Veškeré výkupní ceny a bonusy v případě prodeje el. energie byly konzultovány s ekonomickým úsekem ve firmě SAKO, a.s..

V případě tepla je nasmlouvaná výkupní cena za 1 GJ tepla 172 Kč (zisky ve výpočtech z již zmiňovaných důvodů nejsou zahrnuty).

Pro případ prodeje el. energie je výpočet složitější, a to především z toho důvodu, že výkupní cena se skládá hned z několika částí. Jednak z části za silovou elektřinu, ale také z několika bonusů, mezi které patří hlavně bonus za druhotné energie, za podporu KVET a decentralní výrobu. Pojmem KVET rozumíme kombinovanou výrobu elektřiny a tepla, teda jakýsi způsob úspory primárních paliv. Bonusem za decentralní výrobu jsou podporovány zdroje, které část vyrobené elektřiny spotřebovávají pro napájení svých vlastních zařízení. Důsledkem jsou jednak menší přenosové výkony, menší zátěž rozvodných sítí a s tím spojená větší bezpečnost přenosu.

Tyto bonusy nejsou nasmlouvány, ale vycházejí z vyhlášek ERU pro každý rok. Pro následující výpočet budu považovat tyto bonusy v následujících letech konstantní.

Výkupní cena za silovou energii prodávanou do přenosové sítě je nasmlouvána dle konzultace s odborníky v SAKU na:

$$C_{sil}=987\text{Kč/MWh}$$

Výnosy za prodej silové elektřiny do distribuční sítě za kalendářní rok jsou následující:

$$V_{E_{sil_{léto}}} = E_{léto} \cdot C_{sil} = 6\,212,569 \cdot 987 = 6\,131\,805,7376 \text{ Kč} \quad (1.419)$$

$$V_{E_{sil_{zima}}} = E_{zima} \cdot C_{sil} = 8\,686,2219 \cdot 987 = 8\,573\,301,106 \text{ Kč} \quad (1.420)$$

$$\begin{aligned} V_{E_{sil}} &= V_{E_{sil_{léto}}} + V_{E_{sil_{zima}}} = 6\,131\,805,7376 + 8\,573\,301,106 \\ &= 14\,705\,106,84 \text{ Kč} \end{aligned} \quad (1.421)$$

Bonus za výrobu el. energie z druhotných surovin, do kterých bezesporu patří komunální odpady jsou ERU stanoveny na [5]:

$$C_{druh}=45 \cdot 0,6=27\text{Kč/MWh}$$

Tento bonus se stanovuje jako součin základní sazby a poměrného podílu biologicky nerozložitelného odpadu. Spalovně SAKO Brno byl uznán 60% podíl biologicky nerozložitelného odpadu.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Pozn.: Tyto ceny jsou stanoveny pro rok 2014. Jelikož nevím, zda-li dané úpravy budou realizovány a především v jakém roce, nemohu proto ani odhadnout tendenci růstu nebo poklesu těchto bonusů. Proto nadále počítám s bonusy určenými pro letošní rok. V závislosti na znalosti historie bonusů a roku, kdy bude daná zakázka třeba realizována, bychom mohli určit přesnější hodnotu bonusů z tendencí a určit tak pomocí citlivostní analýzy přesnější splatnost projektu.

Roční bonusy za výrobu energie z druhotných surovin za kalendářní rok jsou následující:

$$V_{E_druh_léto} = E_{léto} \cdot C_{druh} = 6\,212,569 \cdot 27 = 167\,739,3667 \text{ Kč} \quad (1.422)$$

$$V_{E_druh_zima} = E_{zima} \cdot C_{druh} = 8\,686,2219 \cdot 27 = 234\,527,9938 \text{ Kč} \quad (1.423)$$

$$\begin{aligned} V_{E_druh} &= V_{E_druh_léto} + V_{E_druh_zima} = 167\,739,3667 + 234\,527,9938 \\ &= 402\,267,3605 \text{ Kč} \end{aligned} \quad (1.424)$$

Bonusy za decentralní výrobu energie jsou dle ERU stanoveny na [6]:

$$C_{decentr} = 13 \text{ Kč/MWh}$$

Pozn.: Tyto ceny jsou dle ERU dále stanoveny na základě napětí, do kterého se daná výrobná připojuje. Jelikož výstupní napětí na generátoru je 6,3 kV, které se dále pro přenosovou síť transformuje na napětí 22kV, jedná se o zapojení do sítě o napěťové hladině VN, která je definována normami a předpisy v rozpětí 1 000V až 52kV.

Roční bonusy za decentralní výrobu a spotřebu části energie v místě výroby za kalendářní rok jsou následující:

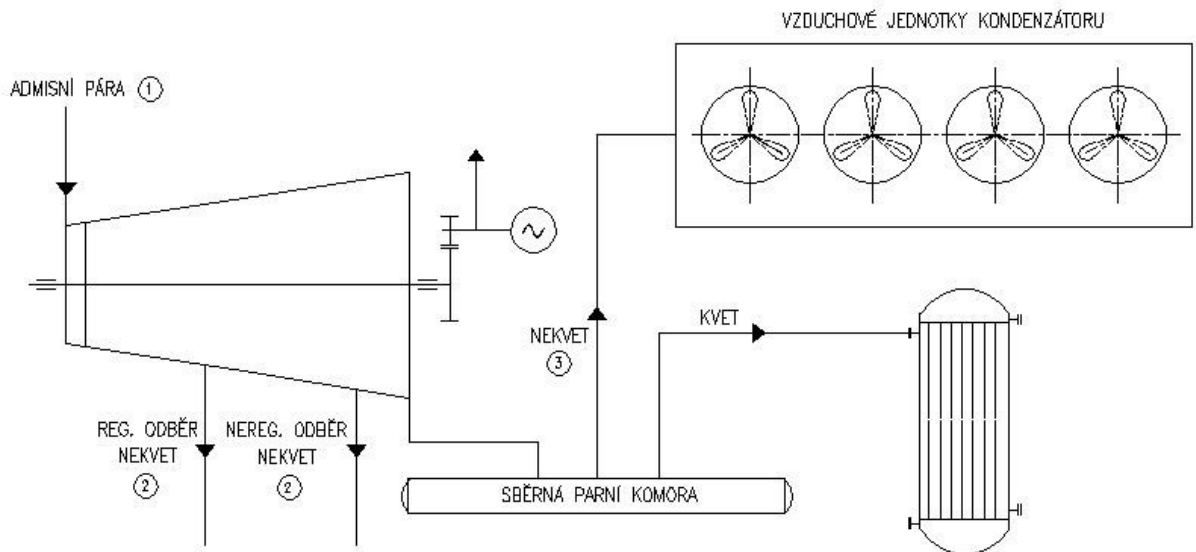
$$V_{E_decentr_léto} = E_{léto} \cdot C_{decentr} = 6\,212,569 \cdot 13 = 80\,763,398 \text{ Kč} \quad (1.425)$$

$$V_{E_decentr_zima} = E_{zima} \cdot C_{decentr} = 8\,686,2219 \cdot 13 = 112\,920,8859 \text{ Kč} \quad (1.426)$$

$$\begin{aligned} V_{E_decentr} &= V_{E_decentr_léto} + V_{E_decentr_zima} = 80\,763,398 + 112\,920,8859 \\ &= 193\,684,2847 \text{ Kč} \end{aligned} \quad (1.427)$$

Tržby za KVET se odvíjí od podporované ceny, ale ta se nevztahuje na celkové vyrobené množství el. energie, ovšem na vyrobené množství el. energie spadající do KVET. Následující výpočtem si určím prodané MWh ve formě KVET, které vynásobím bonusem za prodanou KVET jednotku. Výše tohoto bonusu byla konzultována s ekonomickým oddělením spalovny.

$$C_{KVET} = 170 \text{ Kč/MWh}$$



Obr. č. 8.2: Grafické vysvětlivky k výpočtu bonusu KVET, zdroj: vlastní zpracování

Nejdříve si určím energie páry, a to vstupní (1), v regulovaném odběru, v neregulovaném odběru (2), případně zbytkové páry odcházející do vzduchového kondenzátoru (3). Dále si určím poměr NEKVET, kterým vynásobím množství prodané el. energie a získám množství prodané NEKVET energie. Odečtením tohoto čísla od celkového prodaného množství el. energie dostávám KVET prodanou energii, za kterou firma dostává bonusy.

Energie páry pro letní provoz:

$$e(1) = \frac{m \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot i \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot \tau [s]}{1\,000\,000} = \frac{28,68333 \cdot 3\,210,813 \cdot 12\,600\,000}{1\,000\,000} \quad (1.428)$$

$$= 1\,160\,420 \text{ GJ}$$

$$e(2) = \frac{m \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot i \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot \tau [s]}{1\,000\,000} \quad (1.429)$$

$$= \frac{3,2111 \cdot 2\,961,3544 \cdot 12\,600\,000 + 0,5845 \cdot 2\,663,4 \cdot 12\,600\,000}{1\,000\,000}$$

$$= 139\,431,6 \text{ GJ}$$

$$e(3) = \frac{m \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot i \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot \tau [s]}{1\,000\,000} = \frac{11,096 \cdot 2\,584,458 \cdot 12\,600\,000}{1\,000\,000} \quad (1.430)$$

$$= 361\,334,5 \text{ GJ}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Energie páry pro zimní provoz:

$$e(1) = \frac{m \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot i \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot \tau [s]}{1\,000\,000} = \frac{28,68333 \cdot 3\,210,813 \cdot 17\,640\,000}{1\,000\,000} \quad (1.431)$$

$$= 1\,624\,587,65 \text{ GJ}$$

$$e(2) = \frac{m \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot i \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot \tau [s]}{1\,000\,000}$$

$$= \frac{(5,5556 + 8,62167) \cdot 2\,961,3544 \cdot 17\,640\,000 + 0,3167 \cdot 2\,663,4 \cdot 17\,640\,000}{1\,000\,000} \quad (1.432)$$

$$= 755\,474,41 \text{ GJ}$$

$$e(3) = \frac{m \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot i \left[\frac{kJ}{kg} \right] \cdot \tau [s]}{1\,000\,000} = \frac{4,685 \cdot 2\,584,458 \cdot 17\,640\,000}{1\,000\,000} \quad (1.433)$$

$$= 213\,629,435 \text{ GJ}$$

Poměr NEKVET pro letní provoz:

$$x_{l\acute{e}to} = \frac{e(2) + e(3)}{e(1)} = \frac{139\,431,6 + 361\,334,5}{1\,160\,420} = 0,43153 \quad (1.434)$$

Poměr NEKVET pro zimní provoz:

$$x_{zima} = \frac{e(2) + e(3)}{e(1)} = \frac{755\,474,41 + 213\,629,435}{1\,624\,587,65} = 0,59652 \quad (1.435)$$

Množství prodané KVET energie v letním provozu:

$$E_{l\acute{e}to} \cdot (1 - x_{l\acute{e}to}) = 6\,212,569 \cdot (1 - 0,43153) = 3\,531,605 \text{ MWh KVET} \quad (1.436)$$

Množství prodané KVET energie v zimním provozu:

$$E_{zima} \cdot (1 - x_{zima}) = 8\,686,2219 \cdot (1 - 0,59652) = 3\,504,691 \text{ MWh KVET} \quad (1.437)$$

Potom jsou tedy výnosy za podporu KVET následující:

$$V_{e_KVET} = (3\,531,605 + 3\,504,691) \cdot C_{KVET} = (3\,531,605 + 3\,504,691) \cdot 170 \quad (1.438)$$

$$= 1\,196\,170,271 \text{ Kč}$$

Celkové výnosy za kalendářní rok jsou tedy následující:

$$V_{celkem} = \sum V_{ei}$$

$$= 14\,705\,106,84 + 402\,267,36 + 193\,684,28 + 1\,196\,170,271 \quad (1.439)$$

$$= 16\,497\,228,76 \text{ Kč}$$

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Do výpočtu také vstupují náklady. Počet nákladů a jejich výše ovlivňuje dobu návratnosti a splacení celého projektu. V rámci této diplomové práce byly do výpočtu dosazeny základní a finančně nejrozsáhlejší investice, mezi které patří nákup OTV a investice spojené s montáží těchto výměníků, investice do úprav turbíny, sběrná rozváděcí parní komora a systém regulace výměníků. Ve výpočtu není zohledněn nákup záložního výměníku sloužícího k ohřevu topné vody v případě výpadku jednoho z OTV. Pokud by byly tyto úpravy kdykoli realizovány, musely by být sepsány detailně veškeré investice týkající se tohoto projektu. V praxi by se doba splacení také výrazně změnila započítáním režii a poplatků firmám, které by realizaci prováděly.

Náklady spojené s úpravami zapojení:

Druh nákladu	Cena [Kč]
OTV Bělohorská včetně armatur	1 400 000
OTV Líšeň, Vinohrady včetně armatur	1 600 000
Regulace OTV	300 000 (10% z pořizovací ceny)
Montáž OTV	140 000
Úprava lopatkování turbíny	30 000 000
Sběrná parní komora	1 000 000
Celkem	N=34 440 000

Tab. č. 8.14: Náklady spojené s technologickými úpravami, zdroj: konzultace s odborníky

Ve výpočtu investice hrají velkou roli odpisy. Tepelné výměníky, turbína i parní komora patří do 3. daňové odpisové skupiny. Délka odepisování této skupiny je 10 let. [3]

Odepisování se může provádět několika způsoby. Buď jako zjednodušené lineární odepisování hmotného majetku nebo zrychlené. Zrychlené odepisování se liší v tom, že v každém roce odepíšeme jinou poměrnou část majetku. Tento způsob může být výhodný u firem, které potřebují určitý rok mít vyšší odpis např. z důvodu velkých zisků a postupně s roky tyto odpisy snižovat. U obou variant ale celkově odepíšeme stejnou částku, tudíž budu předpokládat lineární způsob odepisování. [3]

Odepisování majetku mám tedy stanovené na 10 let. Ovšem nadále budu předpokládat životnost parních ohříváků alespoň 20 let. Tato hodnota odpovídá přibližně minimální době životnosti těchto zařízení. Právě pro tuto dobu 20 let provedu výpočet cash-flow (dále jen CF) tak, abych názorně zobrazil výtěžnost a čisté zisky spojené s touto úpravou po splacení projektu v následujících letech.

Jelikož volím rovnoměrný způsob odepisování majetku, v každém roce musím odepsat právě 10% z celkové investice tohoto majetku. Odepisované roční částky jednotlivých technologických zařízení nám ukazuje následující tabulka:

Zařízení	Roční odpis [Kč]
Turbína	3 000 000
OTV Bělohorská	162 000
OTV Líšeň	182 000
Parní komora	100 000
Celkem	O=3 444 000

Tab. č. 8.15: Lineární odepisování investic, zdroj: vlastní zpracování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Návratnost mohu určit jednak statickou, ale také dále diskontovanou. Statická návratnost nám vypovídá o době splatnosti, jestliže nezapočítám hodnotu peněz a budu předpokládat, že konkrétní dnešní částka bude mít stejnou hodnotu i za několik let. V praxi ovšem vlivem inflace a jiných faktorů nám hodnota peněz klesá, tudíž pro přesnější výsledky, které hodnotí investici v několika letech, je lepší volit výpočet pomocí diskontované sazby, tedy výpočet diskontovaného CF. Ona diskontní sazba nám vlastně vyjadřuje faktor výhledu času a rizika. V mém případě byla tato sazba určena na 6%.

Pozn.: CF pro nultý rok je rovno záporné hodnotě investice z toho důvodu, že na počátku projektu je tato položka záporná vlivem úbytku finančních prostředků firmy.

Dále si musíme určit položku, ze které budeme odvádět daň. Označme si tuto položku znakem X. Jedná se o základ daně., který se určí odečtením odpisů z ročních výnosů projektu. Daň z této položky si pro další výpočty označme znakem Y. Potom CF v následujícím roce se vypočítá jako:

$$CF_i = X_i - Y_i + \sum \text{odpis} \quad (1.440)$$

Pozn.: V tabulce jsou finanční částky uváděny v tis. Kč. CF v letech 1-10 je stejné z důvodu lineárního odepisování majetku. V letech 11-20 je odlišné z toho důvodu, že bude v těchto letech veškerý majetek již odepsán, ale pořád bude v provozu a bude firmě přinášet určité zisky za prodej energie.

Pro názornost bude dále uveden výpočet pouze pro rok 1 a 11:

$$X_{1-10} = V_{\text{celkem}} - O = 16\,497,228 - 3\,444 = 13\,053,228 \text{ tis. Kč} \quad (1.441)$$

$$Y_{1-10} = X_{1-10} \cdot 0,19 = 13\,053,228 \cdot 0,19 = 2\,480,1135 \text{ tis. Kč} \quad (1.442)$$

$$\begin{aligned} CF_{1-10} &= X_{1-10} - Y_{1-10} + \sum \text{odpis} = 13\,053,228 - 2\,480,1135 + 3\,444 \\ &= 14\,017,1153 \text{ tis. Kč} \end{aligned} \quad (1.443)$$

$$X_{11-20} = V_{\text{celkem}} = 16\,497,228 \text{ tis. Kč} \quad (1.444)$$

$$Y_{11-20} = X_{11-20} \cdot 0,19 = 16\,497,228 \cdot 0,19 = 3\,134,4735 \text{ tis. Kč} \quad (1.445)$$

$$CF_{11-20} = X_{11-20} - Y_{11-20} = 16\,497,228 - 3\,134,4735 = 13\,362,7553 \text{ tis. Kč} \quad (1.446)$$

Prozatím šlo o statické CF. Následující vzorce nám naznačují, jak se promítne diskontní sazba do tohoto výpočtu. Vlivem diskontní sazby je diskontované CF v každém následujícím roce menší a menší, přičemž tendenci poklesu nám udává míra diskontní sazby. Diskontované cash-flow budu nadále označovat pouze jako DCF.

$$DCF_j = \frac{CF_j}{(1+d)^j} \quad (1.447)$$

Opět provedu pouze názorný výpočet pro rok 1 a 11.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

$$DCF_1 = \frac{CF_1}{(1+d)^1} = \frac{14\,017,1153}{(1+0,06)^1} = 13\,223,69368 \text{ tis. Kč} \quad (1.448)$$

$$DCF_{11} = \frac{CF_{11}}{(1+d)^{11}} = \frac{13\,362,7553}{(1+0,06)^{11}} = 7\,039,3327 \text{ tis. Kč} \quad (1.449)$$

Následující tabulka nám ukazuje statická CF a diskontovaná CF v následujících 20 letech, tedy v době minimální životnosti zařízení.

Rok	X (základ daně)	Y (daň z příjmu právnických osob)	CF (statické)	DCF (diskontní)
0	13053,229	2480,1135	-34440	-34440
1	13053,229	2480,1135	14017,12	13223,69368
2	13053,229	2480,1135	14017,12	12475,18271
3	13053,229	2480,1135	14017,12	11769,04029
4	13053,229	2480,1135	14017,12	11102,8682
5	13053,229	2480,1135	14017,12	10474,40396
6	13053,229	2480,1135	14017,12	9881,513174
7	13053,229	2480,1135	14017,12	9322,18224
8	13053,229	2480,1135	14017,12	8794,511547
9	13053,229	2480,1135	14017,12	8296,709007
10	13053,229	2480,1135	14017,12	7827,083968
11	16497,229	3134,4735	13362,76	7039,332795
12	16497,229	3134,4735	13362,76	6640,879995
13	16497,229	3134,4735	13362,76	6264,981127
14	16497,229	3134,4735	13362,76	5910,359554
15	16497,229	3134,4735	13362,76	5575,8109
16	16497,229	3134,4735	13362,76	5260,198962
17	16497,229	3134,4735	13362,76	4962,451851
18	16497,229	3134,4735	13362,76	4681,55835
19	16497,229	3134,4735	13362,76	4416,564481
20	16497,229	3134,4735	13362,76	4166,570265

Tab. č. 8.16: Statické a diskontované CF pro vyhodnocení splacení projektu, zdroj: vlastní zpracování

Jelikož nás u každého projektu nejvíce zajímá návratnost, tedy doba, kdy daná investice bude splacena a zařízení nám začne vydělávat, musíme si určit kumulované CF a kumulované DCF. Hodnota, ve které nám křivka protne hodnotu nula, tedy přejde ze záporné hodnoty na hodnotu kladnou je právě ona doba splatnosti.

Pozn.: Do výpočtu nebyly započítány režie firem, které se budou podílet na výstavbě a realizaci veškerých výkresových dokumentací a pohledávek spojených s novou výstavbou výměňkových stanic a úpravami turbíny. Tedy vypočtená doba návratnosti je pouze informativní a není zcela reálná. Na druhou stranu slouží k prvnímu náhledu na rentabilitu daného projektu a možnosti zapojení technologických prvků tak, aby bylo dosaženo maximálních finančních zisků pro firmu SAKO, a.s.

Rok	CF (statické)	DCF (diskontní)	Σ CF	Σ DCF
0	-34440	-34440	-34440	-34440
1	14017,12	13223,69368	-20422,885	-21216,3
2	14017,12	12475,18271	-6405,7694	-8741,12
3	14017,12	11769,04029	7611,34589	3027,917
4	14017,12	11102,8682	21628,4612	14130,78
5	14017,12	10474,40396	35645,5765	24605,19
6	14017,12	9881,513174	49662,6918	34486,7
7	14017,12	9322,18224	63679,8071	43808,88
8	14017,12	8794,511547	77696,9224	52603,4
9	14017,12	8296,709007	91714,0377	60900,1
10	14017,12	7827,083968	105731,153	68727,19
11	13362,76	7039,332795	119093,908	75766,52
12	13362,76	6640,879995	132456,664	82407,4
13	13362,76	6264,981127	145819,419	88672,38
14	13362,76	5910,359554	159182,174	94582,74
15	13362,76	5575,8109	172544,929	100158,6
16	13362,76	5260,198962	185907,685	105418,8
17	13362,76	4962,451851	199270,44	110381,2
18	13362,76	4681,55835	212633,195	115062,8
19	13362,76	4416,564481	225995,951	119479,3
20	13362,76	4166,570265	239358,706	123645,9

Tab. č. 8.17: Hodnoty CF a DCF a jejich kumulované hodnoty ve 20 letech, zdroj: vlastní zpracování

Jelikož kumulované CF začíná být kladné mezi druhým a třetím rokem, statická doba splatnosti investice je:

$$T_o = \frac{N}{CF_1} = \frac{34\,440}{14\,017,1153} = 2,45699 \text{ let} = 29,4839 \text{ měsíců} \quad (1.450)$$

Naopak diskontovaná doba návratnosti je v praxi vždy delší a vyjadřuje nám blíže skutečnost.

$$DT_o = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - T_o \cdot d}\right)}{\ln(1 + d)} = \frac{\ln\left(\frac{1}{1 - 2,45699 \cdot 0,06}\right)}{\ln(1 + 0,06)} = 2,7371 \text{ let} = 32,85 \text{ měsíců} \quad (1.451)$$

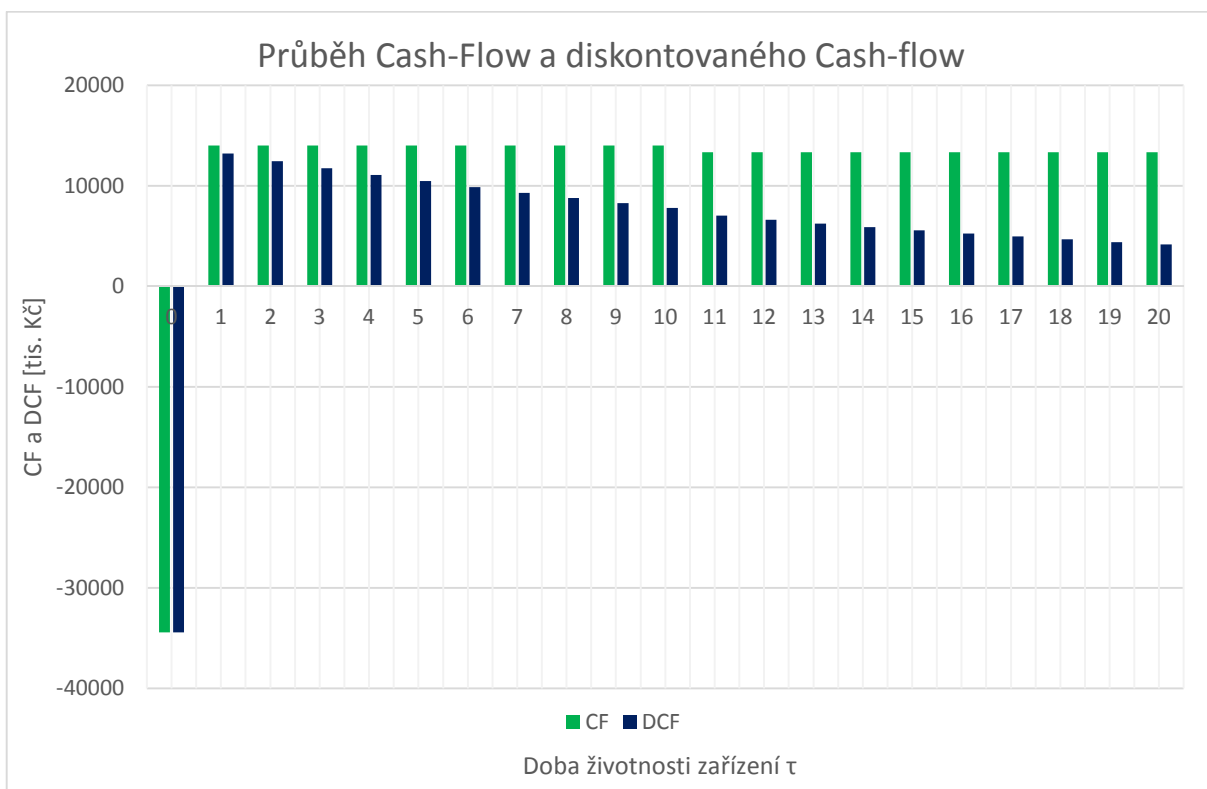
Dále si můžeme u tohoto projektu určit vnitřní výnosové procento, které nám vyjadřuje, kolik % na daném projektu vyděláme, pokud uvažujeme časovou hodnotu peněz. Jedná se o jakýsi náhled na rentabilitu projektu s usuzováním časového hlediska hodnot peněz.

$$IRR = \frac{CF}{N} \cdot \frac{\tau_i - 1}{\tau_i} = \frac{14\,017,1153}{34\,440} \cdot \frac{20 - 1}{20} = 0,3866 = 38,66\% \quad (1.452)$$

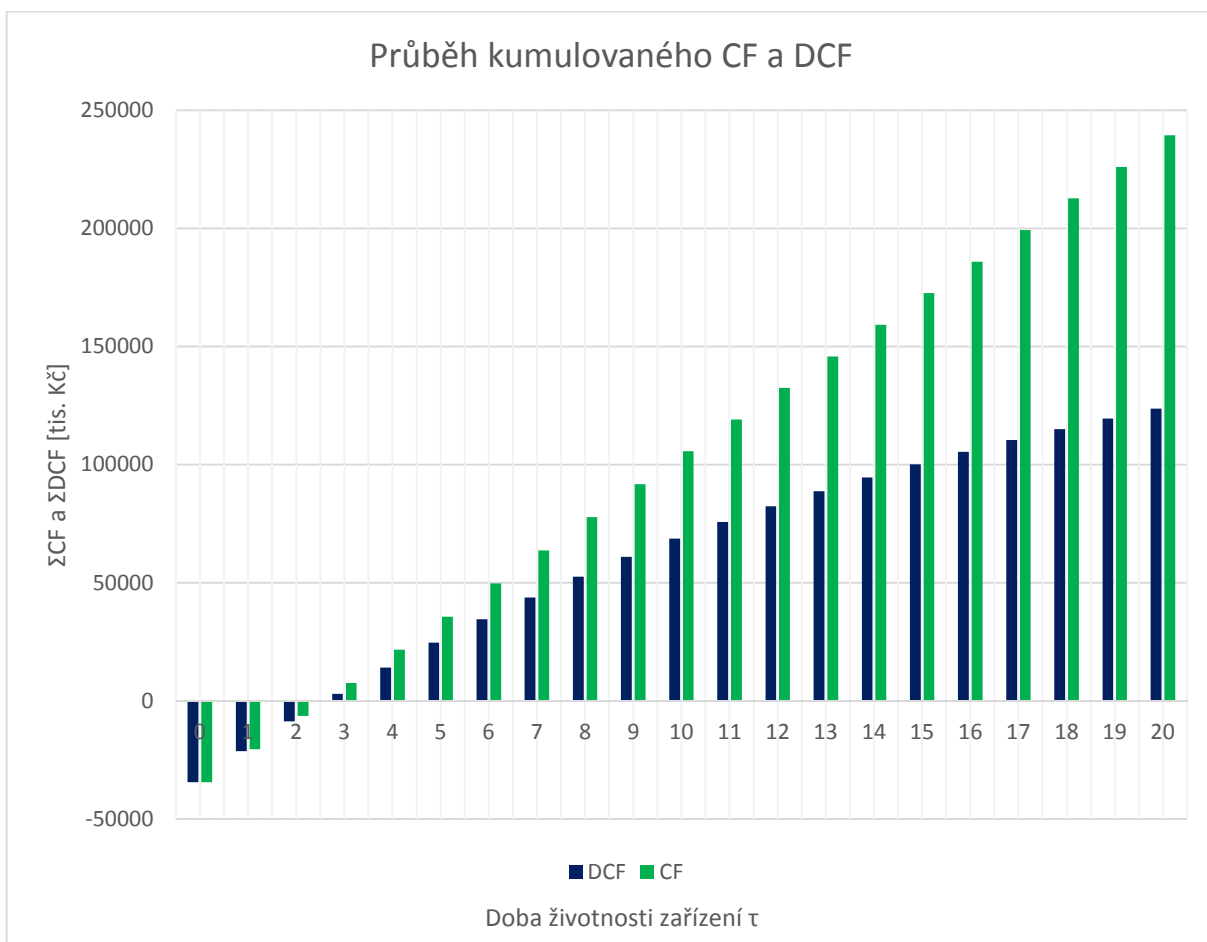
Také si můžeme ještě určit čistou současnou hodnotu projektu. Jestliže je tato hodnota kladná, může být projekt doporučen k realizaci, protože to znamená, že po uplynutí doby životnosti projektu jsou získané výnosy projektem kladné a technické zařízení vydělává.

$$NPV = \sum_0^{\tau} DCF = \sum_0^{\tau} \frac{CF}{(1 + d)^{\tau}} = 123\,645,89 \text{ tis. Kč} \quad (1.453)$$

Z krátké doby splatnosti můžeme říci, že se jedná o investici, která bude brzy splacena a může tak brzy firmě začít navyšovat zisky z prodeje energie.



Obr. č. 8.3: Grafický průběh CF a DCF v jednotlivých letech, zdroj: vlastní zpracování



Obr. č. 8.4: Grafické zhodnocení návratnosti investice, zdroj: vlastní zpracování

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

ZÁVĚR:

Jelikož je spalovna levný zdroj el. energie, ale především tepla, je snahou toto teplo využít a prodat do CZT. Dnes se v Brně přechází z parovodu na síť horkovodní, které mají bezesporu několik výhod. Mezi hlavní výhody patří zejména menší látkové úniky a jejich jednoduchá detekce, ale také především akumulace tepla v těchto sítích oproti sítím parním, které musí být stále vyhřívány z důvodu možné kondenzace. Dnešní náklady spojené s výrobou 1GJ tepla jsou u uhelných elektráren zhruba 500Kč, u elektráren na zemní plyn 700Kč a u elektráren spalující biomasu okolo 440Kč. Z důvodu levného zdroje spaloven, který je téměř neomezený a je žádoucí se ho určitým způsobem zbavovat, má spalovna tyto náklady okolo 170Kč/GJ tepla. Proto je velmi konkurenčním zdrojem pro vytápění objektů v zimě, ale také pro ohřev užitkové vody v letních měsících. Důsledkem toho, že je spalovna schopna sama pokrýt tepelný požadavek sítě v letních měsících, mohou ostatní energetické zdroje plánovat a provádět údržbu a odstávku spojenou s prodloužením životnosti zařízení a zajištění tak bezpečnosti provozování. Přeměna energie ve spalovně se tak stává účinnou ve všech ročních obdobích, tzn. i v období s nízkou poptávkou tepla – letních měsících, kdy může docházet k vytápění města Brna pouze touto spalovnou.

V této práci jsem nejdříve zpracoval rešeršní pohled na spalovnu jako celek, zabýval jsem se principem spalování a parametry jednotlivých technických zařízení. Tuto část jsem doplnil fotografiemi i historií celé spalovny.

Další část této práce spočívala v určení výstupních parametrů páry po odstranění několika stupňů lopatkování turbíny tak, aby byly tyto parametry dostatečné pro dodání požadovaného tepelného výkonu do horkovodní sítě alespoň v letních měsících. V tomto výpočtu jsem vycházel ze známých parametrů admisní páry a parametrů v jednotlivých odběrech. V další navazující části byly vypočteny parní ohříváky vody pro 2 větve, a to větev Bělohorská a větev Líšeň, Vinohrady. V tepelném návrhu a dimenzi výměníků jsem vycházel vždy z letního provozu z důvodu zajištění dodávky tepla do CZT pouze samotnou spalovnou. Z těchto tepelných a geometrických parametrů návrhu byly nadále určeny výstupní teploty topné vody v zimních měsících, kdy zbytek tepla by byl této vodě předán tepelnými výměníky instalovanými za regulovaným odběrem, které jsou předmětem letošního projektu samotné spalovny. Cílem těchto úprav je snížení množství odebírané páry právě v regulovaném odběru při stejném admisním množství tak, že bude vyráběno a dále prodáváno větší množství el. energie do přenosové soustavy. Spalovna tedy bude mít větší zisky za prodej této energie i při stejném dodávání tepelného výkonu do horkovodní sítě.

Právě zhodnocením úprav technologie a zjištěním míry efektivnosti jsem se zabýval v poslední části této práce. Nejdříve byly spočítány dimenze jednotlivých potrubí a navrhnuo základní schéma technologického zapojení, které je v přílohách. Na toto technické řešení navazuje právě ekonomická analýza daných úprav. S těmito úpravami jsou spojené určité počáteční investice, a to především do nových výměníků a úprav lopatkování turbíny, ale také zisky spojené s nárůstem prodeje el. energie. Z těchto dvou ukazatelů byla stanovena diskontní návratnost projektu a určena současná hodnota projektu uvádějící nám množství peněžních zisků, které spalovna vydělá danou investicí do úprav a provozováním daného zapojení po dobu životnosti výměníků. V mém případě úprav vyšla diskontní návratnost konkrétně 2,73 let, a protože je menší než předpokládaná životnost výměníků, můžeme říci, že míra rizika investice je malá, o čem nás v podstatě přesvědčuje i čistá současná hodnota na konci životnosti, a to 123 644 tis. Kč.

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] *All for Power: Kam kráčí moderní technologie pro energetické využití odpadů?*. Ostrava: Konstrukce Media, s.r.o, 2012, roč. 2012, č. 01. ISSN 1802-8535. Dostupné z: www.floowie.com/cs/cti/all-for-power-1-22012/
- [2] *All for Power: Projekt: Odpadové hospodářství Brno*. Ostrava: Konstrukce Media, s.r.o, 2011, roč. 2011, č. 04. ISSN 1802-8535. Dostupné z: www.floowie.com/cs/cti/floowie-casopis-afp-04-11/
- [3] ANDREJS, Stanislav. Odpisové doby, sazby a koeficienty: Doby odepisování. *Peníze.cz: Investice* [online]. 2005 [cit. 2014-05-13]. Dostupné z: <http://www.penize.cz/investice/17063-odpisove-doby-sazby-a-koeficienty>
- [4] CO PŘINÁŠÍ ENERGETICKÉ VYUŽÍVÁNÍ ODPADŮ. STEO. *Odpad je energie* [online]. Praha, 2013 [cit. 2013-11-25]. Dostupné z: <http://www.odpadjeenergie.cz/vyroba-energie/predpoklady/co-prinasi-energeticke-vyuzivani-odpadu>
- [5] Česká republika. Energetický regulační věstník: Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 4/2013 ze dne 27. listopadu 2013. In: *Energetický regulační úřad*. Jihlava: ERU, 2013, roč. 13. Dostupné z: http://www.eru.cz/documents/10540/462894/CR_POZE_04_2013.pdf/fcc8b49f-c021-475a-b3b7-a375e0074b84
- [6] Česká republika. Energetický regulační věstník: Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 5/2013 ze dne 27. listopadu 2013. In: *Energetický regulační úřad*. Jihlava: ERU, 2013, roč. 13. Dostupné z: http://www.eru.cz/documents/10540/480760/ERV8_2013titul_konec_fin.pdf/133bfd09-2f67-4a08-844f-7ffce87b082a
- [7] Ekologické limity: Rok 2013. SAKO, a.s. *Spalovna a komunální odpady Brno* [online]. [cit. 2013-11-25]. Dostupné z: <http://www.sako.cz/spalovna/limity/>
- [8] Excel Engineering, *X-Steam* [online], poslední aktualizace 2. 02. 2013. Dostupné z <http://xsetam.sourceforge.net>.
- [9] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [10] Firemní podklady a předpisy. SAKO, a.s. Brno, 2009 [cit. 2013-12-05].
- [11] Firemní podklady. SIEMENS, s.r.o. Brno, 2007 [cit. 2013-01-24].
- [12] GLÜCK, B.: *Heizwasser Netze*, VEB Verlag für Bauwesen Berlin. Berlin 1985

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

- [13] Historie spalování v Brně. SAKO, a.s. *Spalovna a komunální odpady Brno: ZAŘÍZENÍ NA ENERGETICKÉ VYUŽÍVÁNÍ ODPADU* [online]. Brno, 2013 [cit. 2013-11-15]. Dostupné z: <http://www.sako.cz/spalovna/historie/>
- [14] Historie: PRVNÍ SPALOVNA ODPADŮ BYLA V BRNĚ. STEO. *Odpad je energie* [online]. 2013 [cit. 2013-11-14]. Dostupné z: <http://www.odpadjeenergie.cz/historie/prvni-spalovna-odpadu-byla-v-brne>
- [15] ING. MGR. ZAJÍČEK, Miroslav, MA. Pohled pragmatického ekonoma: Jsou spalovny komunálních odpadů opravdu tak nebezpečné?. In: *Spalovna Chotíkov: Zařízení na Energetické Využití Odpadů* [online]. Praha [cit. 2013-11-24]. Dostupné z: <http://www.spalovna.info/stahnuti/jsou-spalovny-nebezpecne-zajicek.pdf>
- [16] ING. ŠRÁMEK, Václav a Zuzana SOUKUPOVÁ. Charakteristika složení odpadu. *Energetické využití komunálních odpadů* [online]. 2008, s. 2 [cit. 2013-11-25]. Dostupné z: http://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/spalovani_skladacka_8129.pdf
- [17] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. 1. Vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o.. 2003. 177s. ISBN 80-7204-297-1.
- [18] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-1334-4.
- [19] LOGSTOR, katalog výrobků: Předizolované potrubí. *LOGSTOR* [online]. 2008 [cit. 2014-04-14]. Dostupné z: http://www.polynet.cz/files/katalog_LOGSTOR_2008.pdf
- [20] Mechanické vlastnosti ocelí. T-PROM, s.r.o. *T-prom, s.r.o.* [online]. 2006 [cit. 2014-04-14]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/tabulky/tabulka4.html>
- [21] Nakládání s komunálním odpadem ve vybraných zemích. *Český statistický úřad* [online]. 2013 [cit. 2013-11-21]. Dostupné z: <http://www.czso.cz/csu/2013edicniplan.nsf/973ba1931bf7dedbc1256c6b00305e13/5bcbd6bb1bcaf03cc1257bf30045a8ba/Obsah/0.126?OpenElement&FieldElemFormat=gif>
- [22] Produkce odpadů. ČESKÝ STATISTICKÝ ÚŘAD. *Český statistický úřad: Veřejná databáze* [online]. [cit. 2013-11-21]. Dostupné z: http://vdb.czso.cz/vdbvo/tabparam.jsp?cislotab=ZPR0061UU&&kapitola_id=10&voa=tabulka
- [23] Příloha č. 4 k vyhlášce č. 415/2012 Sb.: PODMÍNKY PROVOZU PRO STACIONÁRNÍ ZDROJE TEPELNĚ ZPRACOVÁVAJÍCÍ ODPAD. In: *Sbírka zákonů České republiky*. 2012. Dostupné z: <http://www.inisoft.cz/strana/vyhlaska-415-2012-p4>

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

- [24] SAKO, a.s. *Provozní řád SAKO Brno, a.s.: Zařízení pro materiálovou úpravu a energetické využívání odpadů ve spalovně společnosti SAKO Brno, a.s.* Brno, červen 2011.
- [25] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2013-12]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>.
- [26] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory, *Transformační technologie*, 2011-06, [date of last update 2013-05]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-turbiny-a-turbokompresory.html>.
- [27] Tabulky a výpočty: Vybrané výpočetní vztahy pro vlastnosti vody. TZBINFO. *TZBinfo: stavebnictví, úspora energií, technická zařízení budov* [online]. 2001. vyd. [cit. 2014-05-11]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/41-vybrane-vypocetni-vztahy-pro-vlastnosti-vody>
- [28] Trubky ocelové spirálově svařované: Trubky ocelové spirálově svařované podle EN10220, EN10208. HYDROTECHNIK PRAHA SPOL. S R.O. *Hydrotechnik, stavební a obchodní společnost* [online]. 1996-2012 [cit. 2014-04-14]. Dostupné z: <http://www.hydrotechnik.cz/produkty-a-sluzby/ocelove-trubky/sortiment/trubky-podelne-svarovane/>
- [29] Výroční zpráva 2012: KONSOLIDOVANÉHO CELKU VE ZKRÁCENÉM ROZSAHU. SAKO, a.s. *Spalovna a komunální odpady Brno: Výroční zprávy* [online]. Brno, 2012 [cit. 2013-11-20]. Dostupné z: <http://www.sako.cz/spolecnost/vyrocnizpravy/vyr2012.pdf>
- [30] Vývoj produkce komunálních odpadů. *Český statistický úřad* [online]. 2013 [cit. 2013-11-25]. Dostupné z: <http://www.czso.cz/csu/2013edicniplan.nsf/973ba1931bf7dedbc1256c6b00305e13/31ba417b00c0e0ac1257bf30045314b/Obsah/0.126?OpenElement&FieldElemFormat=gif>
- [31] Zákon č. 185/2001 Sb., Zákon o odpadech a o změně některých dalších zákonů. In: *Sbírka zákonů České republiky*. 2001. Dostupné z: <http://www.atre.cz/zakony/page0059.htm>
- [32] Způsoby nakládání s odpady v roce 2012. *Český statistický úřad* [online]. 2013 [cit. 2013-11-21]. Dostupné z: <http://www.czso.cz/csu/2013edicniplan.nsf/973ba1931bf7dedbc1256c6b00305e13/43ed066728f02d75c1257bf300454683/Obsah/0.126?OpenElement&FieldElemFormat=gif>

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

SEZNAM SYMBOLŮ:

Označení	Legenda, vysvětlivky	Jednotka
c	Absolutní rychlost páry	[m/s]
CF	Cash-flow (peněžní tok)	[Kč]
c_p	Měrná tepelná kapacita za konst. tlaku	[kJ/kg·K]
D	Vnější průměr	[m]
d	Vnitřní průměr trubky	[m]
D	Vnější průměr trubky	[m]
DCF	Diskontované cash-flow (diskontovaný peněžní tok)	[Kč]
d_{ekv}	Ekvivalentní průměr trubky	[m]
DT_0	Doba návratnosti (diskontovaná)	[roky]
E	Množství vyrobené, prodané el. energie	[MWh]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
h	Entalpický spád	[kJ/kg]
H	Vzdálenost přepážek	[m]
h_{iz}	Izoentropický spád	[kJ/kg]
i	Entalpie	[kJ/kg]
IRR	Vnitřní výnosové procento	[-], [%]
k	Součinitel prostupu tepla vztažený k délce	[W/m·K]
l	Délka lopatky	[m]
L	Délka trubky	[m]
l_k	Měrné teplo kondenzace	[kJ/kg]
l_v	Měrné výparné teplo vody	[kJ/kg]
\dot{M}, \dot{m}	Hmotnostní průtok látky	[kg/s]
n	Otáčky turbíny	[min ⁻¹]
N	Celkové náklady spojené s úpravou	[Kč]
n_{tr}	Počet trubek ve výměníku	[-]
O	Smáčený obvod trubky	[m]
O	Roční odpisy majetku	[Kč]
p	Tlak	[MPa]
P	Výkon turbíny	[MW]
Pa	Parsonsovo číslo	[-]
Pr	Prandtlovo číslo	[-]
Q	Tepelný výkon výměníku	[MW]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
$Rp_{0,2}$	Min. mez kluzu materiálu	[MPa]
s	Entropie	[kJ/kg·K]
S	Průtočná plocha lopatkové mříže, povrch tep. výměníku	[m ²]
t	Teplota	[°C]
T	Množství vyrobeného, prodaného tepla	[GJ]
T_0	Doba návratnosti (statická)	[roky]
t_{min}	Minimální tloušťka trubky	[m]
u	Obvodová rychlost	[m/s]
v	Měrný objem látky	[m ³ /kg]
\dot{V}	Objemový průtok vody (páry)	[m ³ /s]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

V_{celkem}	Celkové výnosy firmy za prodej energie	[Kč]
V_E	Výnosy za prodej el. energie	[Kč]
V_T	Výnosy za prodej tepla	[Kč]
w	Relativní rychlost páry	[m/s]
x	Suchost páry	[-]
x	Procentuální poměr NEKVET energie	[-],[%]
X	Základ daně	[Kč]
Y	Daň z příjmu právnických osob	[Kč]
z	Ztráty v turbíně	[kJ/kg]
α	Úhel absolutní rychlosti	[deg]
α	Součinitel přestupu tepla	[W/m ² ·K]
β	Úhel relativní rychlosti	[deg]
δ	Radiální mezera, střední tloušťka kondenzátního filmu	[m]
Δt_{ln}	Střední logaritmický teplotní spád	[°C]
ε	Parciální ostřík	[-]
ε	Korekční součinitel	[-]
η_{∞}	Účinnost pro nekonečně dlouhou lopatku	[-],[%]
η_{tdi}	Vnitřní účinnost stupně, turbíny	[-],[%]
η_u	Obvodová účinnost	[-],[%]
λ	Tepelná vodivost materiálu	[W/m·K]
μ	Dynamická viskozita látky	[Pa·s]
ξ	Poměrná ztráta v turbíně	[-]
ρ	Stupeň reakce, hustota látky	[-],[kg/m ³]
τ	Čas, provozní hodiny turbíny	[hod]
φ	Rychlostní součinitel pro rozváděcí lopatky	[-]
ψ	Rychlostní součinitel pro oběžné lopatky	[-]

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK:

PCB	Polychlorované bifenyly
BAT	Nejlepší dostupné techniky
CF	Cash-flow (peněžní tok)
CZT	Centrální zásobování teplem
EU	Evropská unie
HKV	Horkovod
IRR	Internal rate of return (vnitřní výnosové procento)
KVET	Kombinovaná výroba elektřiny a tepla
NO	Neregulovaný odběr
NT	Nízkotlaký díl
OTV	Ohřívač topné vody
PCDD	Polychlorované dibenzodioxiny
PCDF	Polychlorované dibenzofurany
PE	Polyetylen
PET	Polyethylentereftalát
PI	Předizolované potrubí
POH	Plán odpadového hospodářství
PUR	Polyuretan
PVC	Polyvinylchlorid
RO	Regulovaný odběr
RS	Regulační stupeň
SAKO	Spalovna a komunální odpady
SKO	Směsný komunální odpad
SNCR	Selektivní nekatalytická redukce
TK	Težké kovy
TUV	Teplá užitková voda
VT	Vysokotlaký díl
ZEVO	Zařízení pro energetické využití odpadů

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. č. 1.1: Produkce odpadů v ČR z let 2006-2012	14
Obr. č. 1.2: Vývoj produkce komunálních odpadů na obyvatele	14
Obr. č. 1.3: Zpracování komunálního odpadu ve vybraných zemích	15
Obr. č. 1.4: Nakládání s odpady v ČR v roce 2012	15
Obr. č. 2.1: První spalovna v Brně s Parsonovou turbínou v roce 1905	17
Obr. č. 2.2: Vybombardování spalovny v 2. světové válce	18
Obr. č. 3.1: Princip spalování odpadu ve spalovně SAKO, a.s.	21
Obr. č. 3.2: Schéma spalovny SAKO	22
Obr. č. 3.3: Drtící zařízení ve spalovně SAKO	23
Obr. č. 3.4: Diagram zatížení roštu	24
Obr. č. 3.5: Schematické zobrazení částí kotle	25
Obr. č. 3.6: Celkový pohled na tahy kotle	25
Obr. č. 3.7: Montáž kotlového svazku a spodní buben	27
Obr. č. 3.8: Přívod sekundárního vzduchu do prostoru spalovací komory	27
Obr. č. 3.9: Vzduchový kondenzátor	28
Obr. č. 3.10: Turbína SST-300 na základovém rámu	29
Obr. č. 3.11: Řez turbínou od firmy Siemens, typ SST-300	30
Obr. č. 3.12: NT regulační clona	31
Obr. č. 3.13 Časová závislost zapojení otáčecího zařízení pro protáčení turbíny	32
Obr. č. 3.14: Schematické znázornění parního okruhu spalovny	33
Obr. č. 3.15: Schéma dávkování redukčního činidla do procesu spalování	34
Obr. č. 3.16: Absorbér pro čištění spalin	35
Obr. č. 3.17: Schéma zařízení pro čištění spalin	35
Obr. č. 3.18: Tkaninový filtr pro čištění spalin	36
Obr. č. 3.19: Princip výroby demivody ionexovou technologií	37
Obr. č. 3.20: Schéma třídící linky pro separovaný odpad	38
Obr. č. 4.1: Axiální rovnotlaký stupeň	39
Obr. č. 4.2: Grafické znázornění expanze páry v regulačním stupni	51
Obr. č. 4.3: Grafické znázornění rychlostních trojúhelníků	51
Obr. č. 4.4: Konstrukce přetlakového stupně	52
Obr. č. 4.5: p-v diagram přetlakového lopatkování	57
Obr. č. 4.6: Obvodová účinnost v závislosti na rychlostním poměru	64
Obr. č. 4.7: Expanze páry v regulačním stupni	67
Obr. č. 4.8: Expanze páry v I. stupňovité části	68
Obr. č. 4.9: Expanze páry v II. stupňovité části	68
Obr. č. 4.10: Expanzní čára turbíny	69
Obr. č. 6.1: Značení parametrů ve schématech	71
Obr. č. 6.2: Volba teplotních a entalpických spádů-Líšeň, letní provoz	72
Obr. č. 6.3: Výsledné bilanční schéma pro parní ohřivač Líšeň, letní provoz	73
Obr. č. 6.4: Grafické znázornění středního logaritmického teplotního spádu	73
Obr. č. 6.5: Grafické znázornění kondenzace páry na vertikálních trubkách	74
Obr. č. 6.6: Grafická závislost součinitele přestupu tepla pro páru 100°C	76
Obr. č. 6.7: Bilanční schéma ohříváku Líšeň pro zimní provoz	90
Obr. č. 7.1: Volba teplotních a entalpických spádů-Bělohorská, letní provoz	91
Obr. č. 7.2: Výsledné bilanční schéma pro parní ohřivač Líšeň, letní provoz	92
Obr. č. 7.3: Grafické znázornění středního logaritmického teplotního spádu	93
Obr. č. 7.4: Bilanční schéma OTV Bělohorská pro zimní provoz	105
Obr. č. 8.1: Rozdělení jednotlivých výkonů	116
Obr. č. 9.1: Grafické vysvětlivky k výpočtu bonusu KVET	130

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Obr. č. 9.2: Grafický průběh CF a DCF v jednotlivých letech	136
Obr. č. 9.3: Grafické zhodnocení návratnosti investice	136

SEZNAM TABULEK

Tab. č. 1.1: Emisní limity pro různé kotle	11
Tab. č. 1.2: Denní reálně naměřené hodnoty na kotli K2	12
Tab. č. 1.3: Denní reálně naměřené hodnoty na kotli K3	13
Tab. č. 1.4: Proměnné parametry a složení různorodého SKO.....	16
Tab. č. 1.5: Primární vlivy určitých frakcí na spalovací proces	16
Tab. č. 3.1: Technické parametry spalovacích kotlů	19
Tab. č. 3.2: Množství vstupních odpadů a vyrobená energie v roce 2012.....	20
Tab. č. 3.3: Materiálové vstupy do spalovny	20
Tab. č. 3.4: Parametry drtícího zařízení.....	23
Tab. č. 3.5: Provozní body z diagramu zatížení roštu.....	24
Tab. č. 3.6: Parametry kotlů K2 a K3	26
Tab. č. 3.7: Ostatní parametry související se spalováním odpadů.....	26
Tab. č. 3.8: Parametry kondenzační turbíny Siemens SST – 300.....	29
Tab. č. 3.9: Parametry odběrů páry z kondenzační turbíny	29
Tab. č. 3.10: Množství navezeného a roztríděného materiálu	37
Tab. č. 4.1: Parametry páry pro návrhový stav	40
Tab. č. 4.2: Parametry profilů lopatek	48
Tab. č. 4.3: Volené parametry lopatek.....	49
Tab. č. 4.4: Parametry bodů expanze v RS.....	50
Tab. č. 4.5: Hodnoty pro p-v diagram.....	56
Tab. č. 4.6: Hodnoty pro určení jednotlivých entalpických spádů	56
Tab. č. 4.7: Skutečné spády na jednotlivé stupně	57
Tab. č. 4.8: Entalpické spády na jednotlivé stupně.....	61
Tab. č. 4.9: Entalpické spády na jednotlivé stupně.....	64
Tab. č. 6.1: Návrhové parametry ohříváku vody za RO pro Líšeň.....	70
Tab. č. 6.2: Parametry nerezového materiálu použitého pro trubky.....	78
Tab. č. 6.3: Geometrie trubek pro parní ohřívák	78
Tab. č. 6.4: Parametry použitého materiálu pro trubky	79
Tab. č. 6.5: Geometrie trubek pro parní ohřívák vody	84
Tab. č. 7.1: Požadované parametry pro horkovodní síť Bělohorská	91
Tab. č. 7.2: Materiálové vlastnosti nerezové oceli	95
Tab. č. 7.3: Vyhodnocení parametrů OTV Líšeň a Bělohorská	106
Tab. č. 8.1: Parametry páry a kondenzátu v regeneračním ohříváku.....	114
Tab. č. 8.2: Výkony jednotlivých provozů bez úpravy turbíny	115
Tab. č. 8.3: Parametry médií pro regenerační ohřívák v letním provozu	117
Tab. č. 8.4: Parametry médií pro regenerační ohřívák v zimním provozu	118
Tab. č. 8.5: Výkony jednotlivých částí turbíny po úpravě.....	118
Tab. č. 8.6: Srovnání výkonů turbíny před a po úpravě.....	119
Tab. č. 9.1: Rychlost proudění páry v zimním provozu	121
Tab. č. 9.2: Rychlosti médií pro OTV v letním provozu	122
Tab. č. 9.3: Rychlosti médií pro OTV v zimním provozu	122
Tab. č. 9.4: Rychlost proudící páry do výměníku OTV Líšeň.....	124
Tab. č. 9.5: Rychlost proudící páry do výměníku OTV Bělohorská	124
Tab. č. 9.6: Rychlost proudění páry v zimním provozu	125
Tab. č. 9.7: Výkony tepelných výměníků po úpravě	127
Tab. č. 9.8: Náklady spojené s technologickými úpravami	132
Tab. č. 9.9: Lineární odepisování investic	132
Tab. č. 9.10: Statické a diskontované CF pro vyhodnocení splacení projektu.....	134

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

Tab. č. 9.11: Hodnoty CF a DCF a jejich kumulované hodnoty ve 20 letech.....	135
Tab. č. 0.1: Vybrané výpočetní vztahy pro vlastnosti vody	149

Fakulta strojního inženýrství VUT v Brně 2013/2014	Odbor energetického inženýrství Energetický ústav	SAKO Brno – vyvedení tepelného výkonu do CZT	Bc. Tomáš Mazák
--	--	--	-----------------

SEZNAM PŘÍLOH:

Příloha č. 1: Vybrané výpočetní vztahy pro vlastnosti vody

Příloha č. 2: Materiálový list nerezové oceli

Příloha č. 3: Bilanční schéma pro letní provoz

Příloha č. 4: Bilanční schéma pro zimní provoz

Příloha č. 5: Technologické schéma zapojení

Vybrané výpočetní vztahy pro vlastnosti vody

Algoritmus pro vodu		Jednotky	Rozsah teplot [°C]
1.	Tlak na mezi sytosti $p_s = 0,0981 \cdot \left(\frac{t}{100}\right)^{4,5-0,005 \cdot t}$ $p_s = 0,0981 \cdot \left(\frac{t}{100}\right)^{3,6+0,002 \cdot t}$	[MPa]	110 až 130
2.	Měrný objem $v = (0,9979 + 0,000099 \cdot t + 0,000003444 \cdot t^2) \cdot 10^{-3}$	[m ³ /kg]	10 až 200
3.	Měrná hmotnost $\rho = 1006 - 0,26 \cdot t - 0,0022 \cdot t^2$	[kg/m ³]	10 až 200
4.	Měrná roztažnost hmotnosti na rozdíl teplot $\frac{dv}{dt} = (99 + 6,888 \cdot t) \cdot 10^{-9}$	[m ³ /kg·K]	30 až 180
5.	Součinitel objemové roztažnosti $\alpha = (45,0 + 9,16 \cdot t - 0,019 \cdot t^2) \cdot 10^{-6}$	[K ⁻¹]	30 až 150
6.	Modul pružnosti (elasticity) $E = 2484 - 3,76 \cdot t - 0,0148 \cdot t^2$	[MPa]	50 až 200
7.	Součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,571 + 0,00166 \cdot t - 0,0000059 \cdot t^2$	[W/m·K]	10 až 200
8.	Dynamická viskozita $\eta = 9,81 \cdot 10^{-6} \cdot e^{5,09-0,023 \cdot t}$ $\eta = 0,027415 \cdot t^{-1}$ $\eta = 0,018393 \cdot t^{-0,9}$	[kg/m·s]	10 až 40 45 až 200 40 až 100
9.	Kinematická viskozita $\nu = 10^{-6} \cdot e^{0,498-0,0236 \cdot t}$ $\nu = 19,8 \cdot 10^{-6} \cdot t^{-0,915}$	[m ² /s]	10 až 40 40 až 200
10.	Prandtlovo podobnostní číslo $Pr = e^{2,5-0,026 \cdot t}$ $Pr = 178 \cdot t^{-1}$	[-]	10 až 40 40 až 200
11.	Skupenské teplo $\Delta h_v = 2500 - 2,0425 \cdot t - 0,003813 \cdot t^2$	[kJ/kg]	10 až 200
12.	Měrná tepelná kapacita $c = (4210 - 1,363 \cdot t + 0,014t^2) \cdot 10^{-3}$	[kJ/kg·K]	0 až 200
13.	Teplota na mezi sytosti $\vartheta = 178,7 \cdot \sqrt[4]{p \text{ [MPa]}}$	[°C]	85 až 245 (až 3,6 MPa)

Tab. č. 0.1: Vybrané výpočetní vztahy pro vlastnosti vody, zdroj: [27], [12]

WNr.

(číslo materiálu)

1.4541**Cr-Ni-Ti**

austenitická korozi vzdorná ocel

OCEL

Kurzname (značka)

X6CrNiTi18-10**Chemické složení [hm. %]**

C	Si	Mn	P	S ¹⁾	Cr	Ni ²⁾	Ti
max 0,08	max 1,00	max 2,00	max 0,045	max 0,015	17,0–19,0	9,00–12,0	5 × C - 0,70

Normy DIN

DIN EN 10088/1-3-95 – korozi vzdorné oceli

DIN EN 10028/7-97 – ploché výrobky z ocelí na tlakové nádoby; korozi vzdorné oceli

DIN EN 10222/5-00 – výkovky z ocelí pro tlakové nádoby; martenzitické, austenitické a austeniticko-feritické korozi vzdorné oceli

DIN EN 10250/4-00 – volné výkovky z ocelí pro všeobecné použití; korozi vzdorné oceli

DIN 1654/5-89 – oceli pro tažení a protlačování za studena; korozi vzdorné oceli

Mechanické vlastnosti

Rozměr t, d [mm]		≤ 6 ³⁾	≤ 12 ⁴⁾	≤ 75 ⁵⁾	≤ 160 ⁶⁾⁹⁾	161–250 ⁶⁾
Stav		po rozpouštěcím žhání				
Mez kluzu R _p 0,2 [MPa] min		220 ⁷⁾	200 ⁷⁾		190 ⁸⁾	
Mez kluzu R _p 1,0 [MPa] min		250 ⁷⁾	240 ⁷⁾		225 ⁸⁾	
Mez pevnosti R _m [MPa]		520–720	520–720	500–700	500–700	500–700
Tažnost A [%] min		40 ⁷⁾			40 ⁸⁾	30 ⁷⁾⁸⁾
Nárazová práce KV [J]	podél min	–	90		100 ⁸⁾	–
	napříč min	–	60		–	60 ⁸⁾
Tvrdost HB		–	–	–	215 ⁸⁾	
Modul pružnosti E [GPa]		200				
Rozměr t _R [mm]		450 ¹¹⁾				
Stav		po rozpouštěcím žhání				
Mez kluzu R _p 0,2 [MPa] min		200				
Mez kluzu R _p 1,0 [MPa] min		235				
Mez pevnosti R _m [MPa]		510–710				
Tažnost A [%]	podél min	40				
	napříč min	30				
Nárazová práce KV [J]	podél min	100				
	napříč min	60				
	KV ¹⁹⁶ [J]	napříč min				
		60				
Tvrdost HB		–				
Modul pružnosti E [GPa]		200				

Hodnoty modulu pružnosti E [GPa] při zvýšených teplotách											
Teplota [°C]	100	200	300	400	500						
Modul pružnosti E [GPa]	194	186	179	172	165						
Min. hodnoty meze kluzu R_p 0,2 [MPa] a R_p 1,0 [MPa] při zvýšených teplotách (stav: po rozpouštěcím žhání)											
Teplota [°C]	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	
Mez kluzu	R_p 0,2 [MPa]	176	167	157	147	136	130	125	121	119	118
	R_p 1,0 [MPa]	208	196	186	177	167	161	156	152	149	147
Fyzikální vlastnosti											
Hustota	Měrné teplo	Teplotní součinitel roztažnosti		Tepelná vodivost	Rezistivita						
ρ [kg . m ⁻³]	C_p [J . kg ⁻¹ . K ⁻¹]	α [K ⁻¹]		λ_t [W . m ⁻¹ . K ⁻¹]	[Ω . mm ² . m ⁻¹]						
7 900	500	16,0 . 10 ⁻⁶		15	0,73						
Odolnost proti degradačním procesům											
ODOLNOST PROTI MEZIKRYSTALOVÉ KOROZI											
v dodávaném stavu: ano											
po zcitlivění: ano											
Technologické údaje											
TEPELNÉ ZPRACOVÁNÍ											
rozpouštěcí žhání	1 000–1 100 °C	ochlazovat ve vodě nebo na vzduchu ¹⁰⁾									
TVAŘITELNOST											
teploty tváření	1 200–900 °C	ochlazovat na vzduchu									
SVAŘITELNOST											
vhodná pro svařování všemi obvyklými postupy											
doporučený přídavný materiál pro svařování X1CrNi 19-9, X5CrNiNb 19-9, X5CrNiMoNb 19-12											
Použití											
Součásti a přístroje v potravinářském průmyslu, ve výrobě filmů a na předměty do domácnosti.											
Ostatní vlastnosti											
magnetovatelnost: ne											